

BACKHOE-LOADER İŐ MAKİNALARI İÇİN ŐASI TASARIMI

ELİFE BURCU GÜVEN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**MERSİN
TEMMUZ – 2015**

BACKHOE-LOADER İŐ MAKİNALARI İÇİN ŐASI TASARIMI

ELİFE BURCU GÜVEN

**MERSİN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
ANA BİLİM DALI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Danışman
Doç. Dr. Uğur EŞME**

**MERSİN
TEMMUZ – 2015**

Elife Burcu GÜVEN tarafından Doç. Dr. Uğur EŞME danışmanlığında hazırlanan “Backhoe-Loader İş Makinaları İçin Şasi Tasarımı” başlıklı bu çalışma aşağıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından oy birliği/çokluğu ile Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

İmza

Doç. Dr. Uğur EŞME

Doç. Dr. Ahmet ÇAKAN

Doç. Dr. Hasan SERİN



Yukarıdaki Jüri kararı Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 31/07/2015 tarih ve 2015.20/803 sayılı kararıyla onaylanmıştır.



BACKHOE-LOADER İŞ MAKİNALARI İÇİN ŞASİ TASARIMI

Elife Burcu GÜVEN

ÖZ

Şasi, kazıcı yükleyiciler için ana yapıdır. Kazıcı yükleyici şasisinin temel görevi üzerindeki motor, şanzıman, kabin gibi tüm parçaları taşımak ve üzerindeki tüm yükü kaldırmaktır. Şasi oluşan gerilmelere dayanmasının yanı sıra meydana gelen deformasyonları da karşılar. Bu çalışmada, Çukurova Makine İmalat ve Tic. A.Ş.'de kullanılan üç model için Euro4 motoru kullanma çalışması amaçlı tek tip şasi oluşturma ihtiyacına yönelik ortak şasi tasarlanmıştır. Tasarımı yapılan şasi, 880, 883, 885 modeller için olan şasidir. Çalışmada şasi üzerinde, kazıcı ve yükleyici kepceleri kopartma kuvvetlerinin ayrı ayrı oluşturduğu maksimum gerilme etkileri incelenmiştir. Şasi, Pro Engineer programı kullanılarak katı olarak modellenmiştir. Şasi üzerine gelen kuvvetler, yükleyici ve kazıcı pozisyonlandırılarak, iki boyutlu olarak AutoCAD 2013 yazılımında boyutsal değerler elde edilerek hesaplanmıştır. Şasinin sonlu elemanlar analizi ise MSC.Patran 2006 programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kazıcı-Yükleyici, Tasarım, Sonlu Elemanlar Yöntemi

Danışman: Doç. Dr. Uğur EŞME, Mersin Üniversitesi, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı

BACKHOE-LOADER CONSTRUCTION MACHINERY CHASSIS DESIGN

Elife Burcu GÜVEN

ABSTRACT

Chassis is the main structure of the backhoe loaders. The main function of the backhoe loader chassis frame is, to support the all components like engine, cabin, transmission, front axle, rear axle and loads placed upon it. The chassis frame has to withstand the stresses developed as well as provides deformation occurs in it. This thesis presents the study of the creation uniform chassis to work on the Euro4 engine in three models of Çukurova Makine İmalat ve Tic. A.Ş. The uniform chassis is for 880, 883 and 885 models. Backhoe and loader bucket breakout force effects of maximum strength separately are studied on chassis. Chassis frame is modeled in Pro Engineer program. The forces on chassis are calculated after positioning loader and backhoe parts in Pro Engineer program by obtaining a two-dimensional sizing values in AutoCAD 2013 software. Finite element analysis of the chassis is done in MSC.Patran 2006 program.

Key Words: Backhoe-Loader, Design, Finite Element Method

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Uğur EŞME, Department of Mechanical Engineering, University of Mersin

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez çalışmamın yürütülmesini üstlenerek derin bilgi ve tecrübeleri ile araştırmalarımaya yön veren, çalışmalarım süresince her konuda desteğini esirgemeyen sayın hocam Doç Dr. Uğur EŞME'ye ve çalışmam süresince desteklerini esirgemeyen şefim Mak.Yük.Müh. Suat ÖZER'e teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca çalışmam esnasında bana desteklerini esirgemeyen Çukurova Makine İmalat ve Tic. A.Ş ve ÇUMITAŞ Ar&Ge değerli yöneticilerine teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZ	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜRLER	iii
İÇİNDEKİLER	iv
ŞEKİLLER DİZİNİ	vi
SİMGE VE KISALTMALAR DİZİNİ	viii
1.GİRİŞ	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	3
3.MATERYAL VE YÖNTEM	19
3.1. ŞASİNİN ŞEKİLSEL ORTAKLAŞTIRILMASI	19
3.1.1. 880 Şasesinin Görünüşü.....	19
3.1.2. 883-885 Şasesinin Görünüşü.....	22
3.1.3. 880,883-885 Modellere Uygun Şasi Tasarımı.....	25
3.1.4. Ortak (880-883-885) Şasesinin Görünüşü.....	26
3.2. KAZICI TARAFINDAN GELEN KUVVET VE	29
MOMENTLERİN HESABI	
3.2.1. Maksimum Kepçe Koparma Kuvveti.....	30
3.2.2. Kepçe Koparma Kuvvetinin Şase Üzerindeki Değerlerinin Hesaplanması.....	32
3.3.YÜKLEYİCİ TARAFINDAN GELEN KUVVET VE	33
MOMENTLERİN HESABI	
3.3.1. Maksimum Kepçe Koparma Kuvveti.....	34
3.3.2. Kepçe Koparma Ve Tractive Kuvvetinin Yükleyici Kulesi Üzerindeki Değerlerinin Hesaplanması.....	35
3.4. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE MUKAVEMET	37
ANALİZLERİ	
3.4.1. Kazıcının Şasi Üzerindeki Etkisinin Mukavemet Analizi Ön Hazırlığı.....	40
3.4.2. Yükleyicinin Şasi Üzerindeki Etkisinin Mukavemet Analizi Ön Hazırlığı.....	41

4. BULGULAR VE TARTIŞMA	43
4.1. SONLU ELEMANLAR ANALİZ SONUÇLARI	43
4.1.1. Kazıcının Şasi Üzerindeki Etkilerinin Mukavemet Analiz Sonuçları	43
4.1.2. Yükleyicinin Şasi Üzerindeki Etkilerinin Mukavemet Analiz Sonuçları	45
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	54
5.1. SONUÇLAR	54
5.1.1. Kazıcının Şasi Üzerindeki Etkilerinin Sonuçları	54
5.1.2. Yükleyicinin Şasi Üzerindeki Etkilerinin Sonuçları	54
5.1.3. İmalat.....	56
5.2. ÖNERİLER	58
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ.....	61

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1 Çukurova 880 Model Backhoe Loader	1
Şekil 1.2. Çukurova 883 Model Backhoe Loader	2
Şekil 1.3. Çukurova 885 Model Backhoe Loader	2
Şekil 2.1. Bom-Stik Grubu Analiz Sonuçları (Von Misses gerilme dağılımları) ...	4
Şekil 2.2. Entegre Sistem Ana Sayfası.....	5
Şekil 2.3 Bom Katı Modeli	5
Şekil 2.4. Bom Stres Analizi	6
Şekil 2.5. Prototip Ekskavatör.....	6
Şekil 2.6. İyileştirme Yapılmış Stikteki Gerilme Dağılımı.....	7
Şekil 2.7. Von Mises Stres Dağılımı İlk Tasarım ve İyileştirilmiş Tasarım	8
Şekil 2.8. Parametresi 2600 mm Seçilen Stikdeki Gerilme Dağılımları.....	9
Şekil 2.9. Kullanıcı Ara Yüzünde Dizayn Şartlarının Görünüşü.....	10
Şekil 2.10. İzometrik Görünüşde Stres Dağılım Görünüşü	10
Şekil 2.11. Her İki Yüklemeye Göre Kısıtlamalar	11
Şekil 2.12. 1A Yüklemeye Göre Von- Mises Stres	12
Şekil 2.13 1B Yüklemeye Göre Von- Mises Stres.....	12
Şekil 2.14. Maksimum Koparma Kuvveti Konfigurasyonu.....	13
Şekil 2.15 Bomun Tetrahedral Mesh Modeli	14
Şekil 2.16. Toplam Kuvvet Sonucu Deplasman	14
Şekil 2.17. Maksimum Asal Gerilme Mekanizma Yüklemesine Göre	15
Şekil 2.18. Şasi İskeleti Mesh Görünümü.....	16
Şekil 2.19. Şasi Üzerinde Von Misses Stres Görünümü.....	16
Şekil 2.20. Şasi Üzerinde Kayma Kuvveti.....	17
Şekil 2.21. Şasi İskeleti Üzerinde Deformasyon.....	17
Şekil 2.22. Kablolü Kepçe Terminolojisi.....	18
Şekil 2.23. Kazma Sırasında Kazma Kuvveti	18
Şekil 3.1. 880 Modeli Şasi Ön Görünüşü.....	19
Şekil 3.2. 880 Modeli Şasi Üst Görünüşü	20
Şekil 3.3. 880 Modeli Şasi Sol Yan Görünüşü	20
Şekil 3.4. 880 Modeli Şasi Arka Görünüşü	21
Şekil 3.5. 880 Modeli Şasinin İzometrik Görünüşü.....	21
Şekil 3.6. 883-885 Modeli Şasi Ön Görünüşü	22
Şekil 3.7. 883-885 Modeli Şasi Üst Görünüşü.....	23
Şekil 3.8. 883-885 Modeli Şasi Sol Yan Görünüşü	23
Şekil 3.9. 883-885 Modeli Şasi Arka Görünüşü	24
Şekil 3.10. 883-885 Modeli Şasinin İzometrik Görünüşü	24
Şekil 3.11. Tasarımı Yapılan Şasi de 880 Model Şasiye Göre Değişen Kısımlar ..	25
Şekil 3.12. Tasarımı Yapılan Şasi de 883-885 Model Şasiye Göre Değişen Kısımlar ..	26
Şekil 3.13. Ortak Şasi 880-883-885 Ön Görünüşü	27
Şekil 3.14. Ortak Şasi 880-883-885 Üst Görünüşü.....	27
Şekil 3.15. Ortak Şasi 880-883-885 Yan Görünüşü.....	28

Şekil 3.16. Ortak Şasi 880-883-885 Arka Görünüşü	28
Şekil 3.17. Ortak Şasi 880-883-885 İzometrik Görünüşü.....	29
Şekil 3.18. Bekonun Maksimum Moment ve Kuvvet Oluşturması için	30
Pozisyonlandırılması	
Şekil 3.19. Maksimum Kepçe Teğet Kuvveti	31
Şekil 3.20. Kepçe Koparma Kuvveti.....	31
Şekil 3.21. Kepçe Koparma Kuvveti.....	32
Şekil 3.22. Yükleyici Kepçe Koparma Kuvveti.....	34
Şekil 3.23. Boma Göre Moment	35
Şekil 3.24. Tilt Göre Moment	36
Şekil 3.25. Lift Göre Moment	36
Şekil 3.26. Ortak Katı Model	38
Şekil 3.27. Şasinin Mesh Görüntüsü	39
Şekil 3.28. Kazıcı Tarafından Şasi Üzerindeki Yüklemeler	41
Şekil 3.29. Yükleyici Tarafından Şasi Üzerindeki Yüklemeler	42
Şekil 4.1. St-52 Malzeme Özellikleri	43
Şekil 4.2. Kazıcı İçin Von-Misses Gerilme Dağılımı	44
Şekil 4.3. Kazıcı Tarafında Maksimum Gerilme Dağılımı	45
Şekil 4.4. Yükleyici İçin İlk Von-Misses Gerilme Dağılımı	46
Şekil 4.5. İlk Tasarım Yükleyici Tarafında Deformasyon Görünüşü	47
Şekil 4.6. Yükleyici İçin İlk Tasarımın Şekil Değiştirme Dağılımı.....	48
Şekil 4.7. Kaynak Yapılmayan Bölge	49
Şekil 4.8. Yükleyici İçin Von-Misses Gerilme Dağılımı	50
Şekil 4.9. Yükleyici Tarafında Maksimum Gerilme Dağılımı.....	51
Şekil 4.10. Yükleyici Tarafında Deformasyon Görünüşü.....	52
Şekil 4.11. Yükleyici Tarafında Şekil Değiştirme Dağılımı	53
Şekil 5.1. Maksimum Gerilme Detay Görünüşü.....	54
Şekil 5.2. Maksimum Gerilme Detay Görünüşü.....	55
Şekil 5.3. Şasinin İmalat Görünüşü.....	56
Şekil 5.4. Yükleyici Kulesi Kaynağı.....	57

SİMGE VE KISALTMALAR

- $F_{kopartma}$: Kopartma kuvveti
 F_{ks} : Kepçe silindiri kuvveti
 F_{Bx} : B noktasının x bileşeni
 F_B : B noktasındaki kuvvet
 F_{By} : B noktasının y bileşeni
 F_{Ax} : A noktasının x bileşeni
 $F_{Baskı}$: Baskı silindiri kuvveti
 F_{kt} : Kayıcı tabla tırnak kuvveti
 $F_{tractive}$: Tractive kuvveti
 F_{tilt} : Tilt bağlantı noktasına gelen kuvvet
 F_{lift} : Lift bağlantı noktasına gelen kuvvet
 F_{Bomx} : Bom bağlantı noktasına gelen kuvvetin x bileşeni
 F_{Bomy} : Bom bağlantı noktasına gelen kuvvetin y bileşeni
 F_{Bom} : Bom bağlantı noktasına gelen kuvvet
 L : Şekil parametresi uzunluk
 F_{Kabin} : Kabin ağırlığından dolayı oluşan kuvvet
 F_{Motor} : Motor ağırlığından dolayı oluşan kuvvet

1.GİRİŞ

Kazıcı yükleyiciler (Backhoe loader), Joseph Cyril Bamford tarafından (JCB kurucusu), 1953 yılında İngiltere'de traktöre bir arka monte kazıcı eklenerek ve ön tarafa yükleme kovası monte edilerek donatılan çiftlik traktörü olarak icat edilmiştir. Kazıcı yükleyiciler çok çeşitli amaçlarda kullanılabilirdiğinden, kullanımı en yaygın iş makinesidir. Bazı kullanım şekilleri olarak, çevre düzenlemesi, kazma, asfalt kırma, inşaat, küçük yıkım işleri, hafif yapı malzemelerinin nakliyesi gibi sıralanabilir. Türkiye’de ülke talebine, üretim ihracat dengesine bakıldığında; kazıcı yükleyicilerin önemli bir paya sahip olduğu görülebilmektedir.

Mersin ili Tarsus ilçesinde faaliyet gösteren Çukurova Makina İmalat ve Tic. A.Ş. 880 (Şekil 1)-883 (Şekil 2)-885 (Şekil 3) ve 888 olmak üzere 4 model tipi Backhoe Loader üretmektedir. Hâli hazırda bu 4 farklı kazıcı yükleyicinin imalatında 3 farklı şasi kullanılmaktadır. Bunlar 880 modeli için bir şasi, 883 ve 885 modeli için bir şasi ve de 888 modeli için bir başka şasi olmak üzere toplam 3 tip şasidir.



Şekil 1.1. Çukurova 880 Model Backhoe Loader



Şekil 1.2. Çukurova 883 Model Backhoe Loader



Şekil 1.3. Çukurova 885 Model Backhoe Loader

Bu tez kapsamında, üretime opsiyonellik kazandırmak ve 880, 883, 885 kazıcı yükleyici modellerinin Euro4 motora uygun tek tip standart bir şasiye sahip olması amacıyla bir şasi tasarlanmıştır.

Yeni tasarım şaside sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak mukavemet analizleri yapılmış ve bu analizlerden elde edilen sonuçlara göre şasi dayanımı sadece kazıcının çalışması durumu için ve sadece yükleyicinin çalışması durumu için ayrı ayrı incelenmiştir.

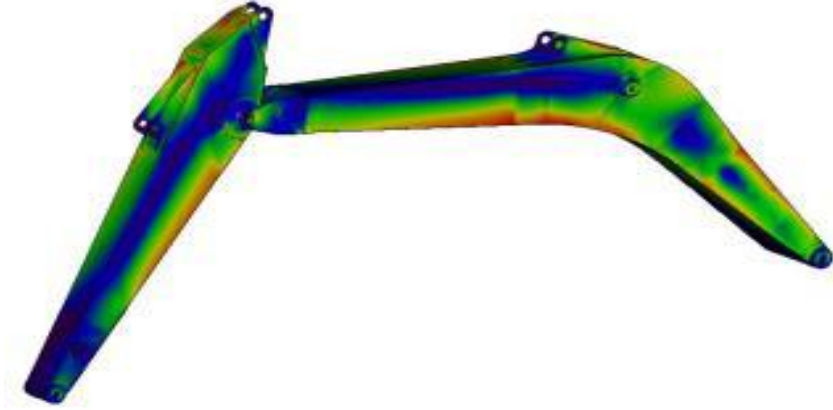
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI

İş makinaları üzerine yapılan çalışmaların büyük bir kısmı bom ve stik üzerine olup, şasisi üzerine yapılan çalışmaların tamamına yakın kısmı ise otomotive sektörüne yönelik yapılmıştır.

Lee ve ark. [1] eğitim amaçlı bir bom dizayn ve üretim prosesi üzerine çalışmıştır. Bomun sonlu elemanlar analizini yapmak için Pro Engineer programı kullanılarak parametrik katı model oluşturulmuştur.

Ünal ve ark. [2] iş makineleri kabinlerinde Rops-Fops testleri üzerine bir uygulama çalışması yapmışlardır. Bu çalışmada Çukurova Makina İmalat ve Tic. A.Ş.'nin ürettiği iş makinası kabini çok rijid bir deney düzeneğine bağlanarak ISO 3449 (FOPS : Falling Object Protective Structure) iş makinesine yukarıdan düşebilecek cisimlerin operatöre vereceği zararı engellemek için kabinin uyması gereken dayanım kriterleri testi ve ISO 3471 (ROPS: Rolling Object Protective Structure) iş makinasının devrilmesi durumunda oluşacak deformasyonun operatöre asgari düzeyde zarar verecek şekilde oluşması için gereken dayanım kriterleri testinin uygulanmasını ve bir uygulamanın detaylarını yapmışlardır.

Yener ve ark. [3] Çalışmalarında kazıcı-yükleyici ve ekskavatörlerin tasarımında sonlu elemanlar yöntemi yardımıyla mukavemet analizleri yapılmasının önemi üzerinde durmuşlardır. Basit mukavemet hesaplamaları doğrultusunda tasarlanan bom-stik gruplarının sonlu elemanlar modellerinin oluşturulması ve mukavemet hesaplarının yapılması ile elde edilen sonuçlar yardımıyla Şekil 2.1 tasarımda iyileştirmeler yapılabileceği belirtilmiştir.



Şekil 2.1. Bom-Stik Grubu Analiz Sonuçları (Von Misses gerilme dağılımları)

Fıçıcı ve ark. [4] iş makinelerinin konstrüksiyonlarında sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan mukavemet hesaplarının doğrulanması amacı ile deneysel mukavemet analizleri gerçekleştirip karşılaştırmalar yapmışlardır. Deneye ön hazırlık aşamasında, deney sırasında uygulanması gereken kuvvetlerin tespiti gerçekleştirilmiştir. Bu aşama, kazıcı yükleyicilerin ve ekskavatörlerin kinematik analizlerinin çözümlenmesi sonucu ortaya çıkmıştır.

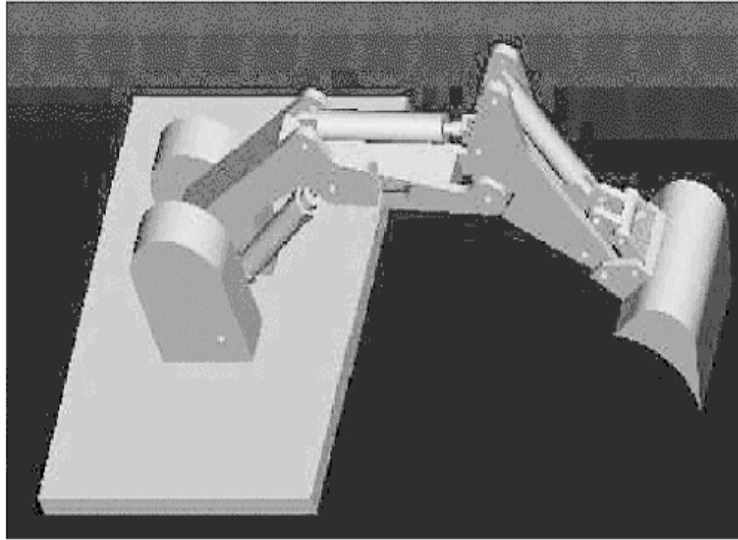
Lee ve ark. [5] bu çalışmada tasarım, analiz, kontrol doğrulamak üzere pnomatik bir ekskavatör mekanizması tasarlanmıştır. Bu mekanizmanın geliştirilmesi için CAD/CAE/CAM ve uzaktan kumanda entegre sistemi kullanılmıştır. Pozisyon analiz modülü oluşturmak için vektör döngü yönetimi ve Visual C++ dili kullanılmıştır. Katı model PRO/ENGINEER programı kullanılarak tasarlanmıştır. Pro/Mechanica kinematik analizi simüle etmek için kullanılmıştır. Kinematik analiz sırasında birçok parametre değiştirilerek farklı sonuçlar alınmış çalışma aralığı bulunmuştur. Mastercam yazılımı kesme simülasyonu için kullanılmıştır ve daha sonra prototip bir freze makinesinde imal edilmiştir. FB-28MC programlanabilir mantık denetleyici (PLC) ve Visual Basic (VB) dili ekskavatör kontrolü için kullanılmıştır. Bu proje eğitim amaçlı yapılmıştır. Ayrıca pahalı endüstriyel ekipman kullanımını yerine düşük maliyetli ve kolay programlanabilir tasarım yapılmıştır. Bununla birlikte bu çalışma gelecek araştırma çalışmalarına veri kaynağı oluşturduğunu söylemiştir.

Integrated System For An Excavator Mechanism

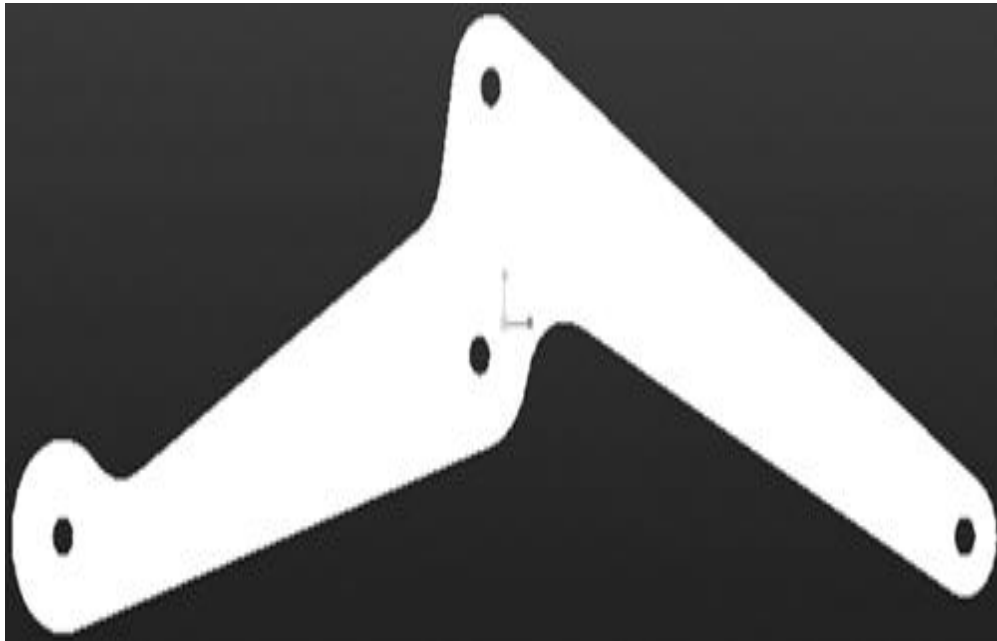
<u>Skeleton</u>	<u>Dynamic Simulaion</u>	<u>Working Space</u>
<u>Load Analysis</u>	<u>Stress Analysis</u>	<u>Remote Control</u>

Length of Input Links :
r2=198-214mm; r3=188-201mm; r13=168-1

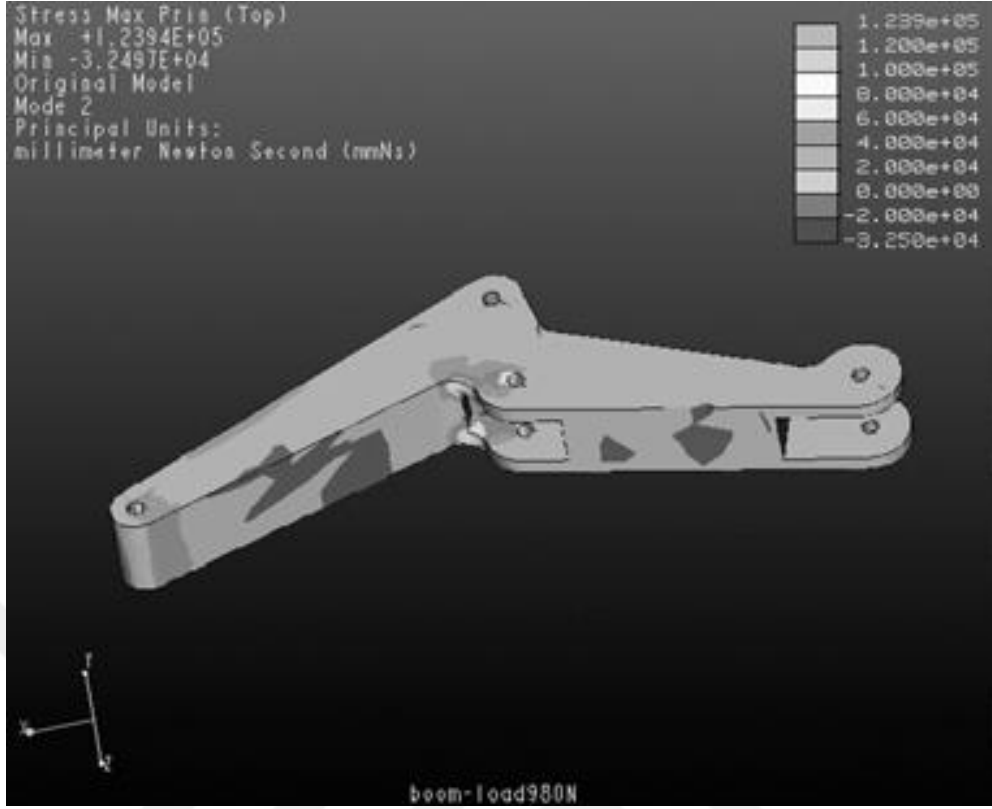
r1:	30mm
r3:	77mm
r4:	193mm
r5:	206mm
r6:	190mm
r7:	60mm
r9:	74mm
r10:	67mm
r11:	146mm
r12:	48 mm
r15:	30mm
r16:	39mm



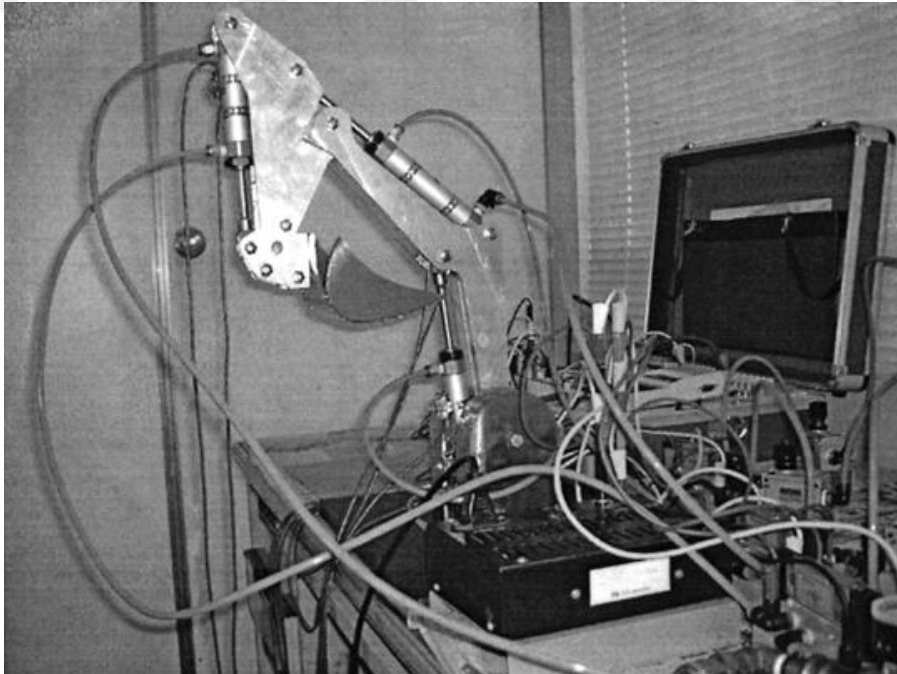
Şekil 2.2. Entegre Sistem Ana Sayfası



Şekil 2.3. Bom Katı Modeli

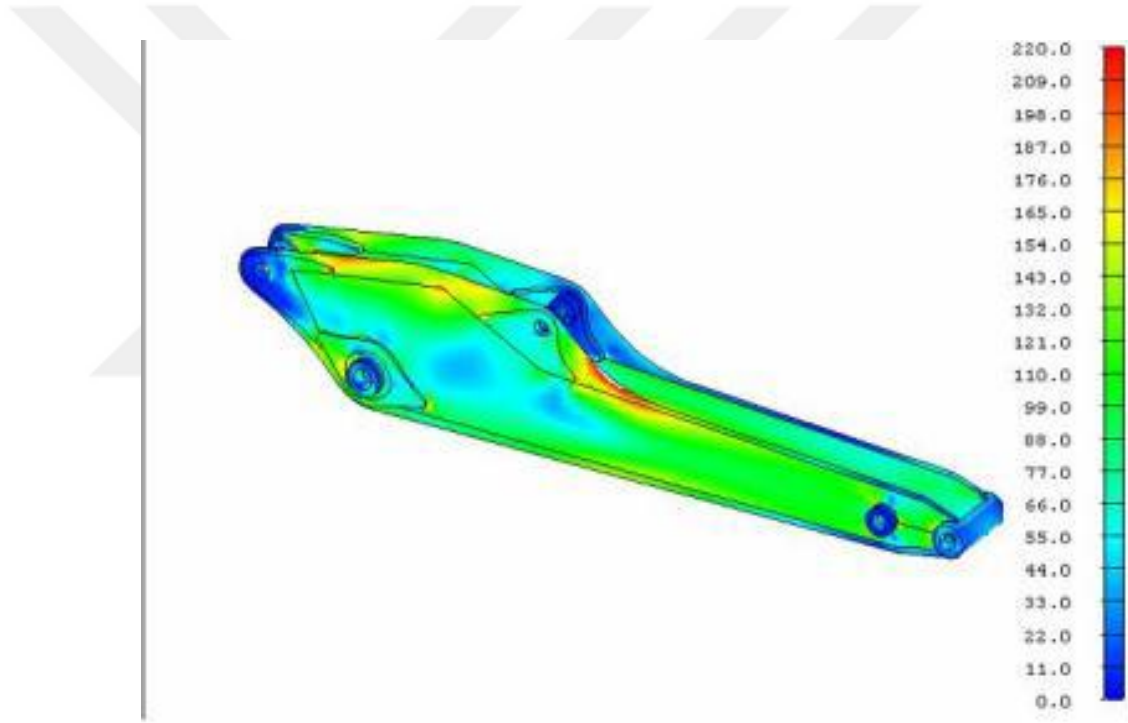


Şekil 2.4. Bom Stres Analizi



Şekil 2.5. Prototip Ekskavatör

Sharma [6] tezinde bir ekskavatörün bom ve stiğinin kinetik analizlerini ve sonlu elemanlar yöntemiyle mukavemet analizlerini yapmıştır. Sonlu elemanlar analizinden faydalanarak bom ve stikte iyileştirmeler yapmıştır. Stik ve bom analizleri ayrı ayrı yapılmıştır. Analizlerin ayrı ayrı yapılması yüzünden boma ve stiğe etkiyen kuvvetleri bulmak için, bilgisayar ortamında ticari Mathcad ve Design View programları kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizlerinde bulunan kuvvetler bom ve stiğin hidrolik piston yataklarına uygulanmıştır. Katı modeller Solid Edge programında hazırlanıp, Hypermesh programında sonlu elemanlar ağı oluşturulmuş ve İdeas programında sınır koşulları ve kuvvetler uygulanarak analizler yapılmıştır. Şekil 5 de stik in iyileştirilmiş durumdaki gerilme dağılımı gösterilmiştir.



Şekil 2.6. İyileştirme Yapılmış Stikteki Gerilme Dağılımı

Dağ ve ark. [7] Hidromek Ltd. Şirketi tarafından imal edilmekte olan HMK220LC – 2 model 22 ton kapasiteli bir ekskavatör bomunun parametrik üç boyutlu sonlu elemanlar modelini geliştirmişlerdir. Bu modeller üzerinde yapılan analizlerden elde edilen farklı tasarımlardaki kritik gerilmeleri göz önüne alarak yorulma hesapları yapmışlardır. Elde edilen sonuçlar ile tasarım geometrileri arasındaki yorulma ömrü farklılıklarını incelemişlerdir.

Yener [8] tezinde bom geometrisini parametrize ederek ve bu parametrik geometri bilgilerini otomatik kullanan FEM oluşturma yeteneğine sahip ve Msc. Marc® analiz programını çalıştırarak ekskavator bomunu analiz eden Delphi® tabanlı bilgisayar programı (OptiBOOM) geliştirmiştir. OptiBOOM FEM oluşturmuş ve analiz süresini kısaltmış, ve yapının ağırlığı ve gücünü geliştirmede tasarımcıya yardımcı olmuştur. 100'den fazla alternatif bom tasarımlarını yaratmış ve kütle ve stres açısından birbirleri ile karşılaştırmıştır. Nihai tasarım olarak seçilmiş olan bom tasarımı ilk tasarımdan %3.6 daha ağır ama maksimum Von Mises stresi ilk tasarıma göre % 21.5 azalmış olduğunu tespit etmiştir. Şekil 2.1 Von Mises stres ilk tasarım ve HMK 220 LC ekskavator bom geliştirilmiş tasarımı için dağılımları gösterilmiştir.

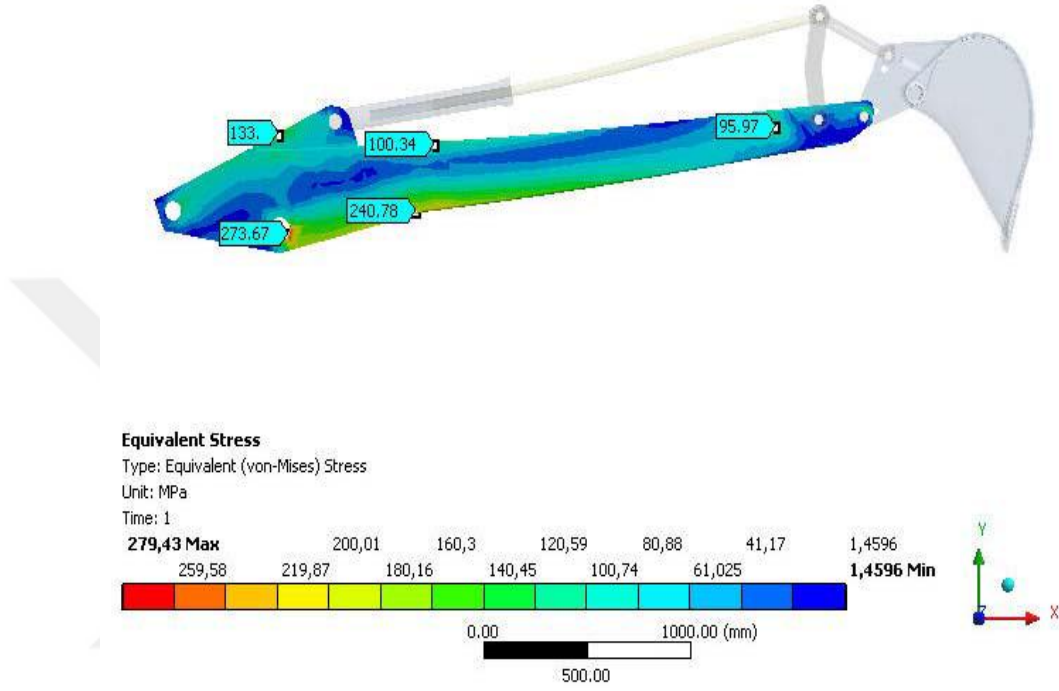


Şekil 2.7. Von Mises Stres Dağılımı İlk Tasarım ve İyileştirilmiş Tasarım

Frimpong ve Li [9] çalışmalarında P&H4100A kablolu kepçenin bomunda çalışma esnasında oluşan gerilme ve deformasyonları Adams-Nastran ve Adams-Flex programlarını kullanarak dinamik olarak incelemişlerdir.

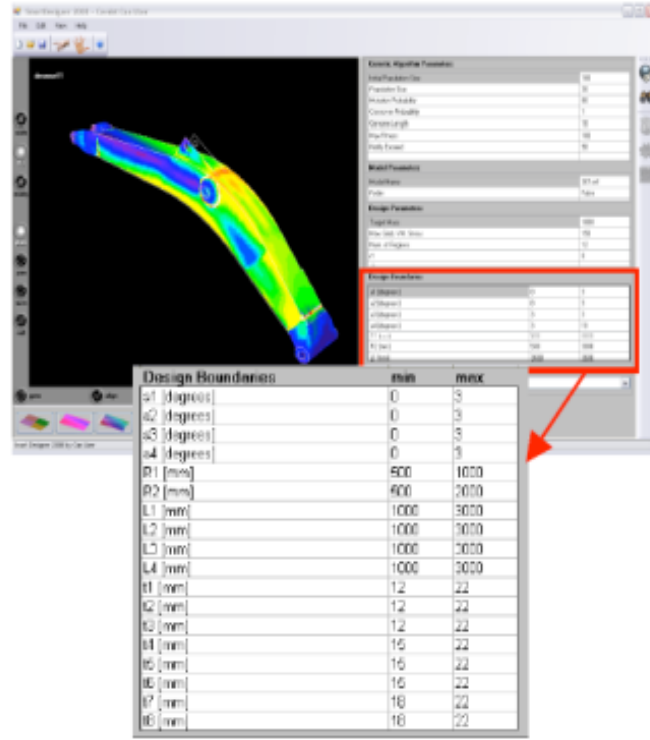
Özer [10] tezinde farklı kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarında sonlu elemanlar analizi yöntemiyle mukavemet analizleri yapmış, analizlerden çıkan veriler ışığında farklı kazma mesafesine sahip bom-stik gruplarının şekil parametreleri arasında bir bağlantı kurmuştur. Bu bağlantı sayesinde farklı kazma

mesafesine sahip bom-stik grupları Solidworks programında otomatik olarak tasarlanabilmektedir. Sonlu eleman analizleri Ansys Workbench programında yapılmıştır. Şekil 8 de L1 Parametresi 2600 mm seçilerek otomatik oluşturulan stikdeki gerilme dağılımı gösterilmiştir.

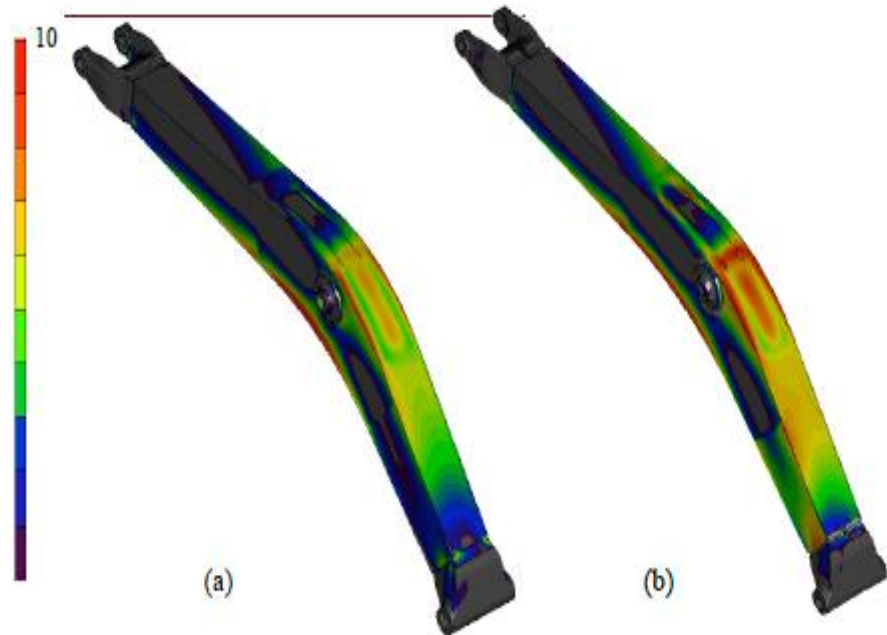


Şekil 2.8. L1 Parametresi 2600 mm Seçilen Stikdeki Gerilme Dağılımları

Uzer [11] HMK 360 LC ekskavatör bom modeli bu çalışmada optimize edilmiştir. Geliştirilmiş olan 4 alternatif bom dizaynı, otomatik olarak ekskavatör bomunun sonlu elemanlar analizini yapmaya yarayan OptiBOOM bilgisayar yazılımı kullanılmıştır. Model parametresinin yaratılması, modelin oluşturulması, veri toplanması ve değerlendirmesi tamamıyla Python ve Delphi tabanlı kodlar tarafından yapılmıştır. İlk bom tasarımı son tasarımdan % 4.6 ağır ve maksimum Von Misses stresi % 10 daha yüksek olmuştur. Bunun yanı sıra, bom modeli üzerinde bölgesel gerilmeler olduğu gözlenmiştir.

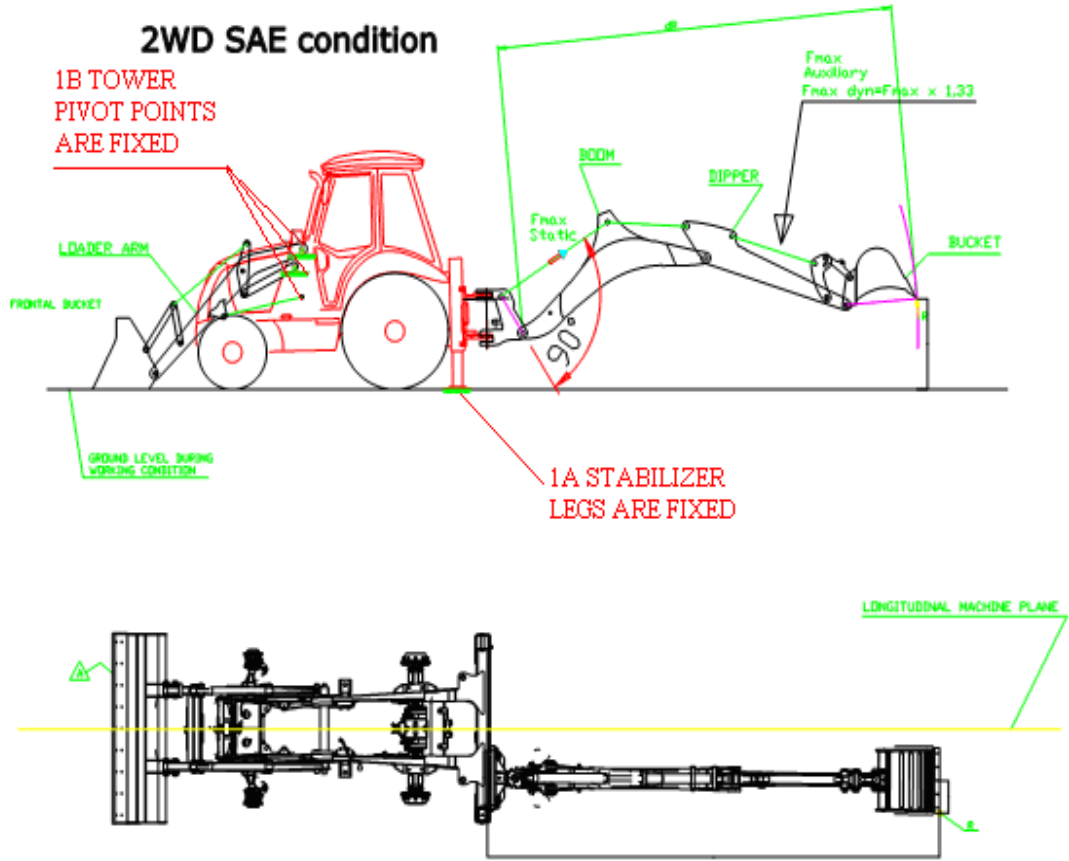


Şekil 2.9. Kullanıcı Ara Yüzünde Dizayn Şartlarının Görünüşü

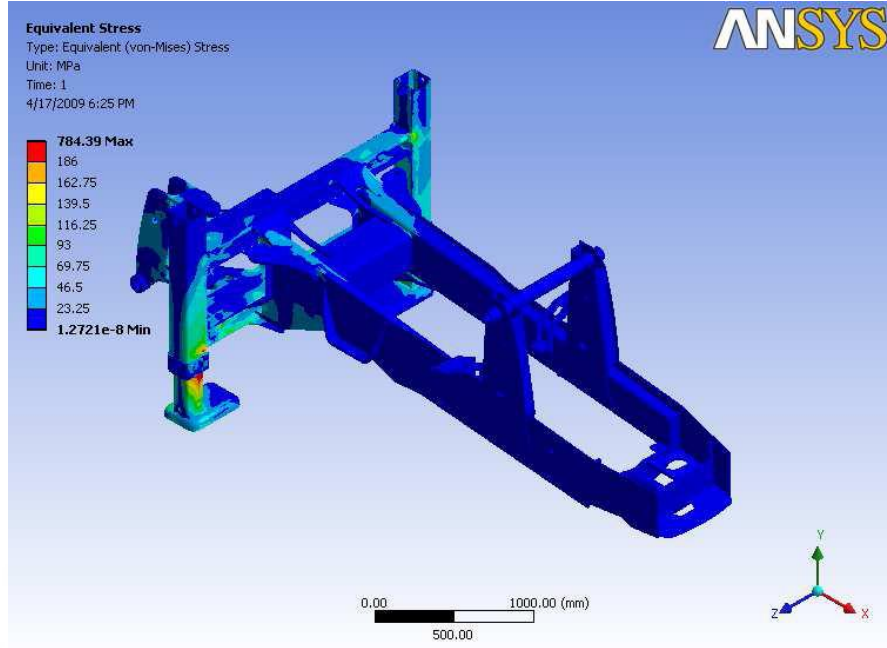


Şekil 2.10. İzometrik Görünüşde Stres Dağılım Görünüşü (a) İlk Tasarım, (b) İyileştirilmiş Tasarım

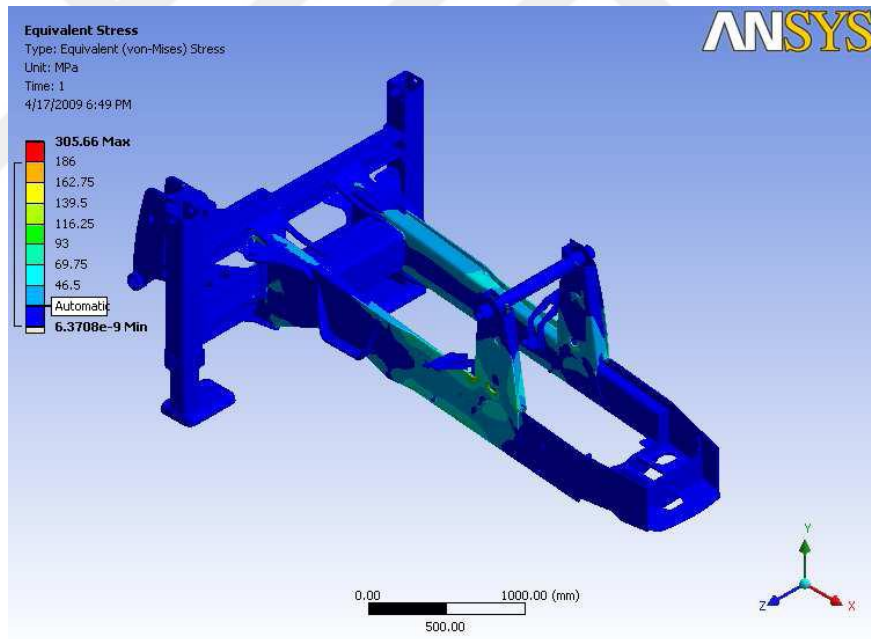
Patel [12] bekoloder şasi linear statik analizi çalışmasında 109748 tetrahedron element ve 225025 nod atılmıştır. 1A ve 1B yükleme durumları için şase üzerinde analizler yapmıştır. 1A yükleme pozisyonunda backhoe maksimum uzanma durumunda olup maksimum stres ayaklarda ve maksimum deformasyonun şasinin ön kısmında olduğunu belirtmiştir. 1B yükleme pozisyonunda loader çalışma durumunda olup maksimum stres yükleme kulesinde ve maksimum deformasyon H yapıdaki kirişte olduğunu tespit etmiştir. Maksimum streslerin köşe ve kenarlarda izin verilebilir streslerden büyük olduğu gözlemlenmiştir. Keskin kenarların ve köşelerin düzgünleştirilmesiyle bu aşırılıkların minimize edilebileceği kaanatına varılmıştır.



Şekil 2.11. Her İki Yüklemeye Göre Kısıtlamalar



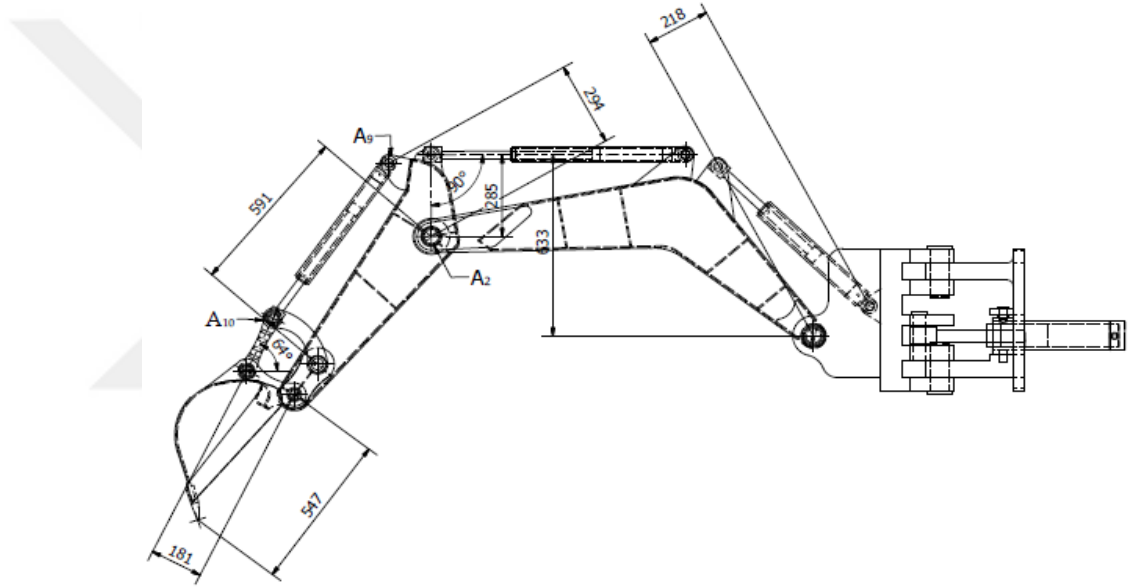
Şekil 2.12. 1A Yüklemeye Göre Von- Mises Stres



Şekil 2.13. 1B Yüklemeye Göre Von- Mises Stres

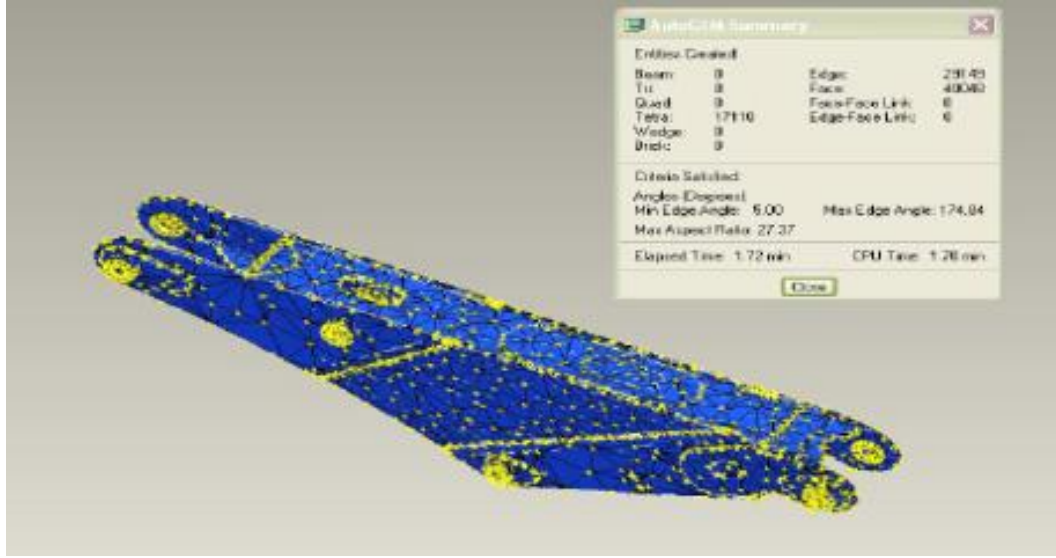
Patel ve Prajapati [13] çalışmalarında kepçe kapasitesi SAE J296 ya göre hesaplanmış ve 0.028 m^3 luk kepçe elde edilmiştir. Sahip olduğu özellikler bakımından pazardaki diğer mini hidrolik ekskavatör modellerine göre en iyisi olduğu belirtilmiştir. Kepçe kopartma kuvveti SAE J1179 standardına göre

hesaplanmış ve 7626 N elde edilmiştir. Model kepçe silindiri aktifken koparma kuvveti, stick silindiri aktif iken kazma kuvveti zamanın bir fonksiyonu olarak geliştirilmiştir ve bunlar dinamik FEA sınır şartlarında kullanılmıştır. Komatsu ve Hitachi'nin iki modeli ile boyutsal, kepçe kapasitesi ve kazma kuvveti olarak karşılaştırıldığında kazma kuvveti bu iki modelden düşük ancak yerin mukavemet (direnc) kuvveti olan 3916.7 N'dan yüksek olduğu belirtilmiştir. Böylelikle hafif inşaat işlerinde bu model kullanılmasıyla beko mekanizmasını harekete geçirmek için daha az güce, dolayısıyla daha az yakıt tüketimi sağlanarak çalışma maliyeti azaltılmıştır.

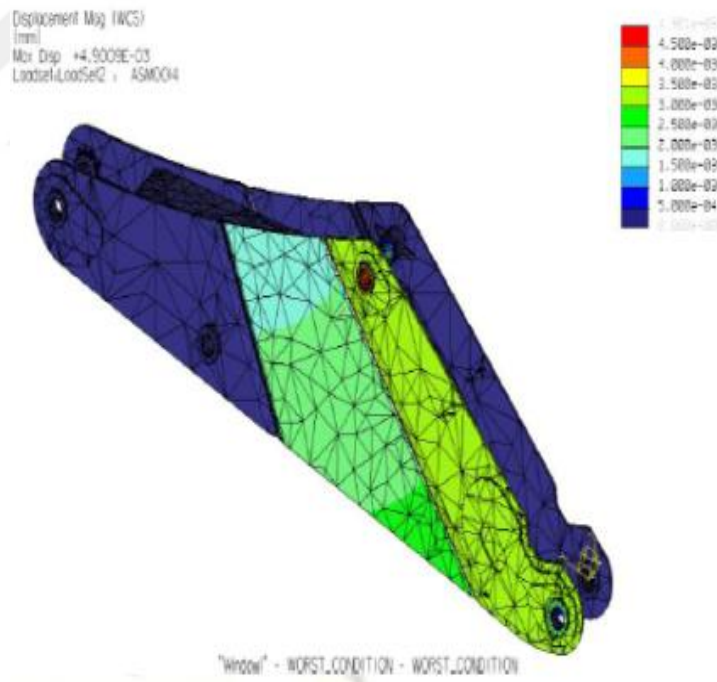


Şekil 2.14. Maksimum Koparma Kuvveti Konfigurasyonu

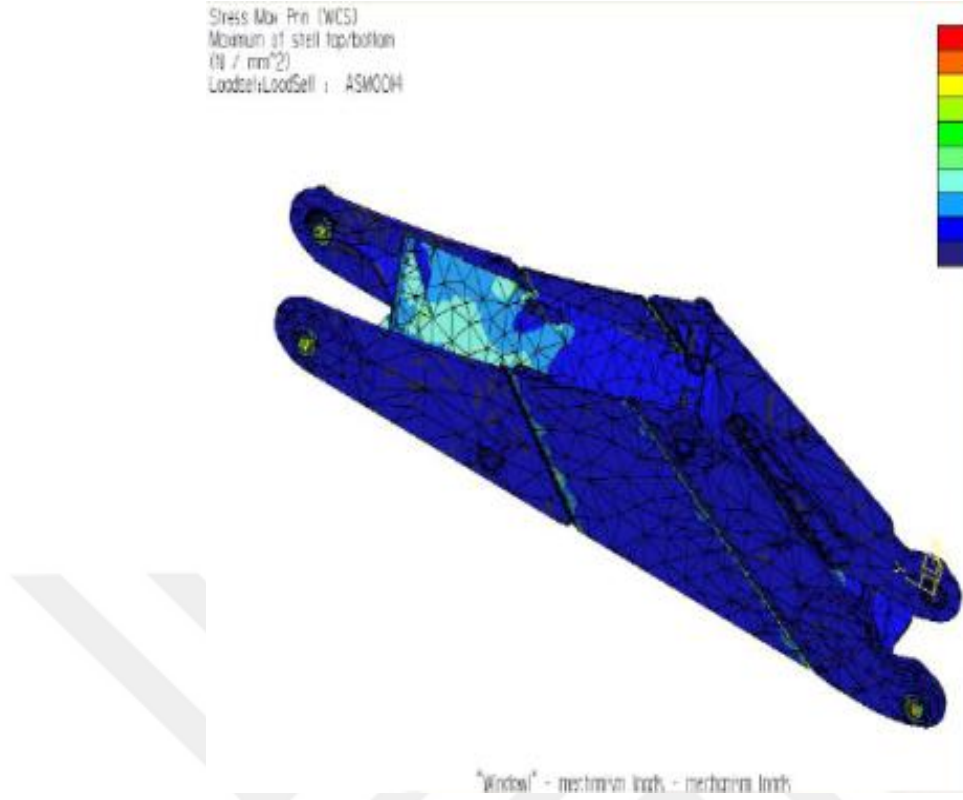
Qureshi ve Sagar [14] çalışmalarında Pro-e Mechanica programının sonlu elemanlar analizi ile elde edilen sonuçlarla yükleme şekline göre stres değerleri ve deplasmanların daha güvenli olduğunu belirtilmiştir. Kabul edilen zaman döngüsü içinde dinamik analizde ataletin çok büyük bir etkisi olduğunu gözlemlemiştir. Araştırmacılar, ataletin maksimum etkisi yeni bom şekilleri için grafikte işaretlenebilir ve güvenli bir bom yaşam döngüsü için güvenilir sonuçların elde edildiğini belirtmiştir.



Şekil 2.15. Bomun Tetrahedral Mesh Modeli

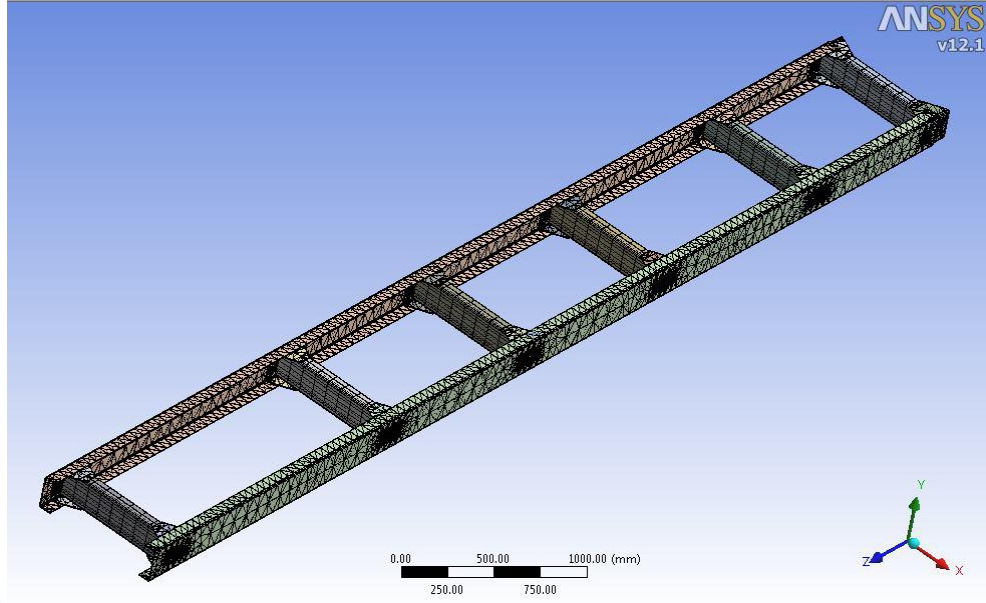


Şekil 2.16. Toplam Kuvvet Sonucu Deplasman

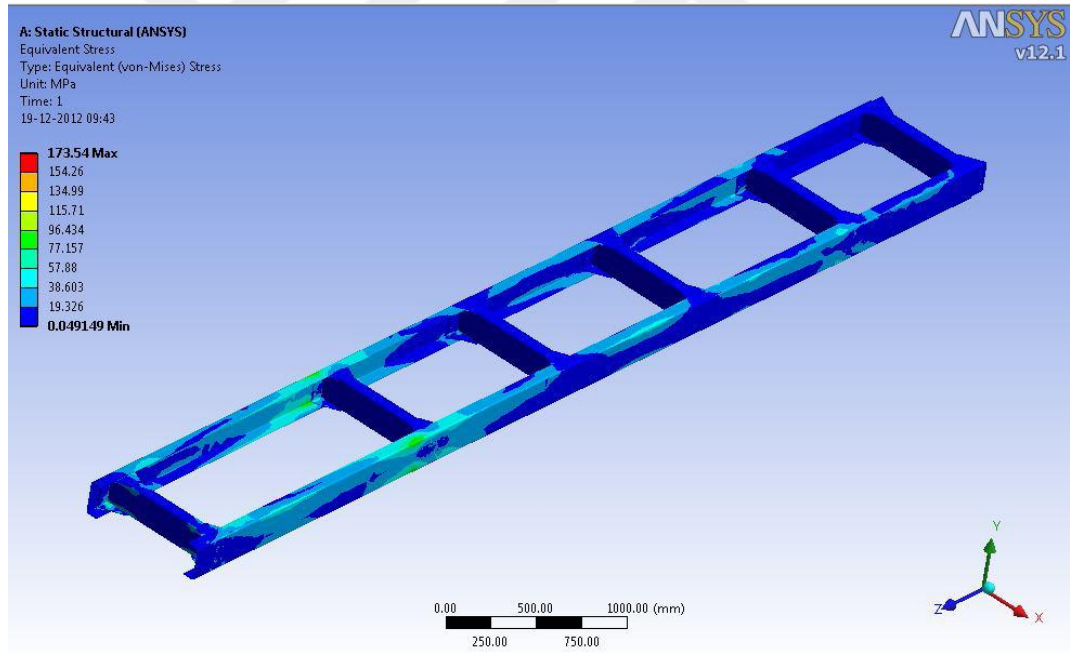


Şekil 2.17. Maksimum Asal Gerilme Mekanizma Yüklemesine Göre, Stres Limit İçerisinde 30-32 Mpa Yeşil Bölge, 45-48 Mpa Kırmızı Bölge Stres Limiti Dışında

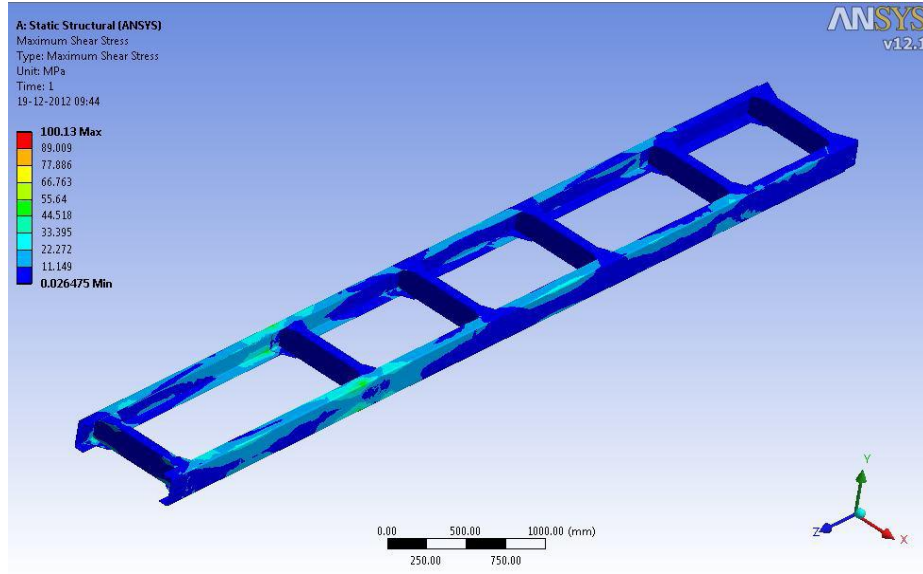
Patel ve ark. [15] kamyon modeli EICHER 11.10'un şasisi üzerindeki stres ve deformasyonu incelemiştir. Şasi 2009 solidworks programı yardımıyla tasarlanmış olup, statik analizi ANSYS workbench programı kullanılarak yapılmıştır. Şasi malzemesi olarak ST52 çeliği kullanılmıştır. Mesh atma işlemi 8546 nod ve 38369 tetrahedral element kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu model için kamyon ve gövdenin ağırlığı maksimum 10 ton olarak yüklenmiştir. Yükün uniform dağıldığı kabul edilmiş ve toplam şasi uzunluğuna bölünerek azami yük bulunmuştur. Şasi üst kısmında analiz sonucu iki yan profil tarafından taşınan yük 117720 N olarak bulunmuştur. Bu durumda, her profil 58860 N yük taşımıştır. Oluşan kayma gerilmesi ve toplam deformasyon güvenli dizayn için izin verilebilir değerlerin altında bulunmuştur.



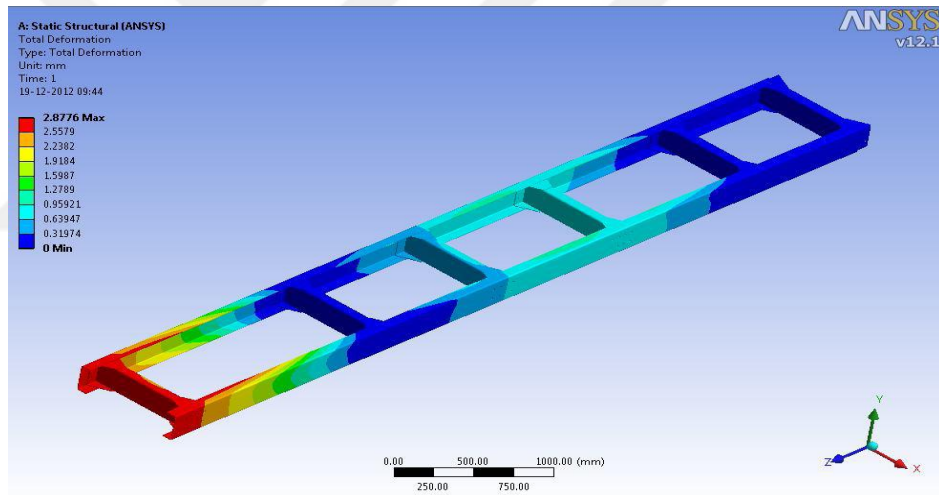
Şekil 2.18. Şasi İskeleti Mesh Görünümü



Şekil 2.19. Şasi Üzerinde Von Misses Stres Görünümü



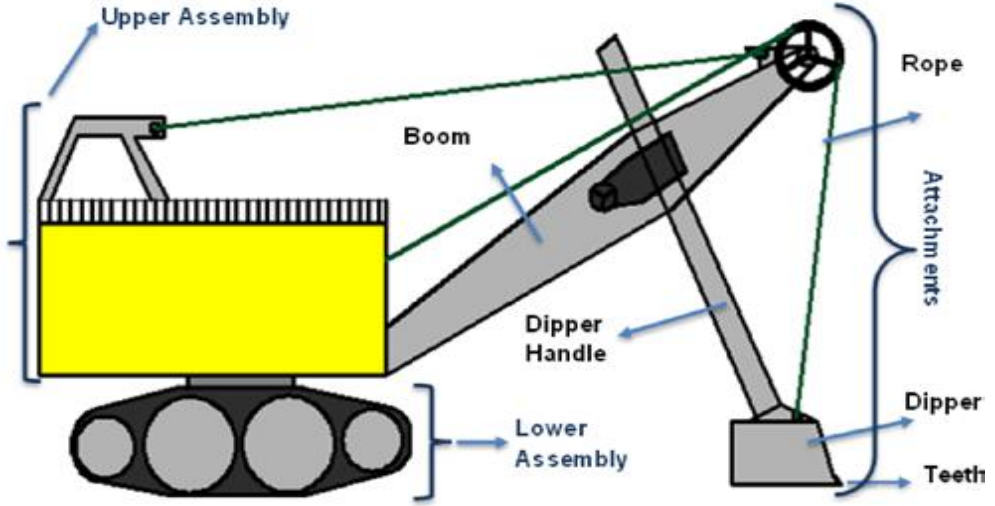
Şekil 2.20. Şasi Üzerinde Kayma Kuvveti



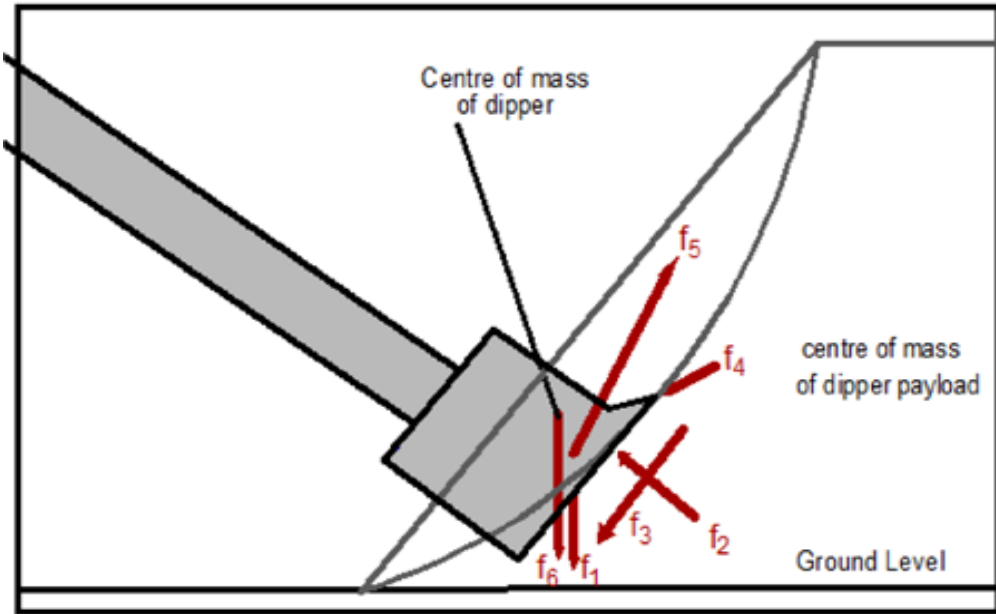
Şekil 2.21. Şasi İskeleti Üzerinde Deformasyon

Raza ve Frimpong [16] maden kazma çalışmalarında ilk sırada tercih edilen kablolu kepçe incelenmiştir. Kablolu kepçe ön uç montaj kısmı kazı işlemi esnasında şiddetli stres yüklemesine uğradığı gözlemlenmiştir. Kinematik ve dinamik modelleme esnasında genel olarak, kepçeye etkiyen kuvvetler büyük ölçüde basitleştirilmiş olup dinamik yapısı gereği ağırlığı ve kesme kuvvetleri, dış ve halatlar üzerindeki gerilmeler göz ardı edilmiştir. Yükleme sonucu kepçede stres ve yorulmanın, arıza kesintilerine, pahalı onarıma ve verimin azalmasına neden olduğu belirtilmiştir. Yorulmaya uğrayan modelin ömrünü tahmin etmek için kepçe ön-uç

bileşenlerini sistematik ve ayrıntılı dinamik stres modellemesi gerektiği anlaşılmıştır. Modellemenin önemli bir bileşeni olarak kazı işlemi sırasında tüm mukavemet kuvvetlerini içermesi gerektiği söylenmiştir. Stres modelleme yapıldıktan sonra, sayısal tekniklerle malzemenin yorulma özelliklerini bulmak için kullanılabilir ve dolayısıyla malzeme ömrünü bulmak için kullanılan bileşenler tahmin edilebilir olduğu belirtilmiştir.



Şekil 2.22. Kablolu Kepçe Terminolojisi



Şekil 2.23. Kazma Sırasında Kazma Kuvveti

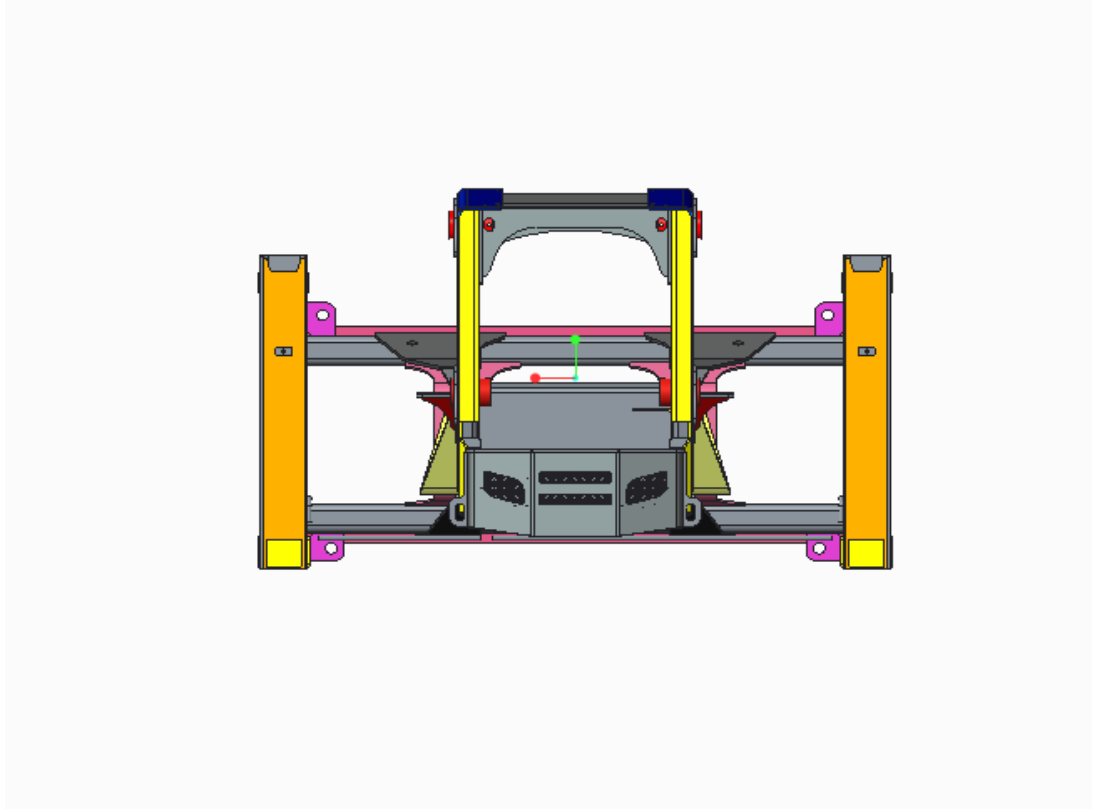
3.MATERYAL VE YÖNTEM

3.1.ŞASİNİN ŞEKİLSSEL ORTAKLAŞTIRILMASI

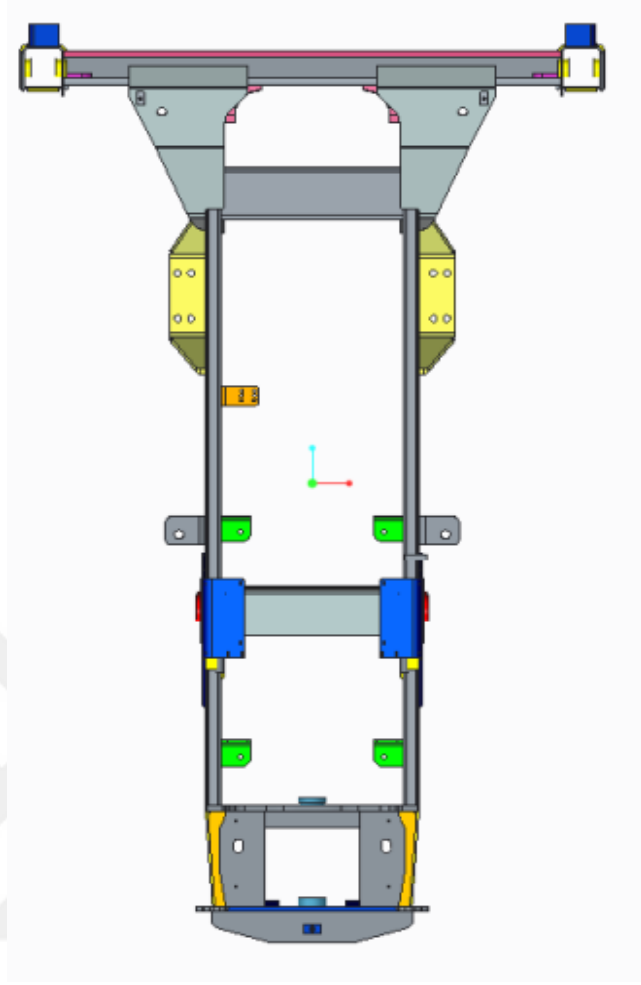
Çukurova Makina İmalat ve Tic. A.Ş. 880 (Şekil 1), 883 ve 885 (Şekil 2 ve 3) olmak üzere 2 tip Backhoe Loader şasisi üretmektedir. Söz konusu olan bu 2 farklı Backhoe-loader şasisi yerine bu çalışmada Euro 4 motoruna uygun tek tip şasinin tasarımı gerçekleştirilmiştir.

3.1.1. 880 Şasisinin Görünüşü

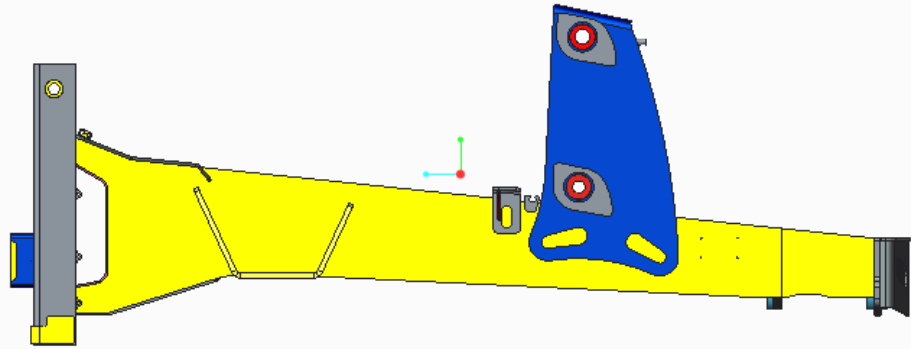
Çukurova Makina İmalat ve Tic. A.Ş. tarafından yapılmış olan şasi görünüşleri aşağıda verilmiştir.



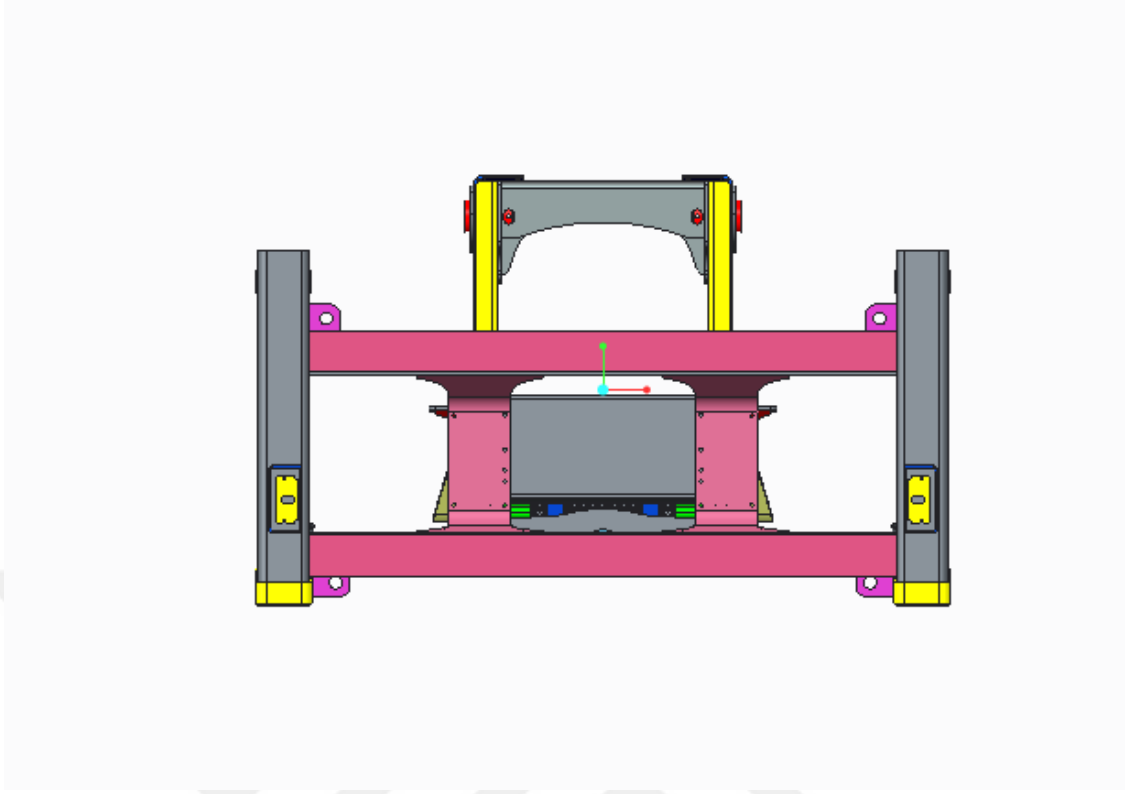
Şekil 3.1. 880 Modeli Şasi Ön Görünüşü



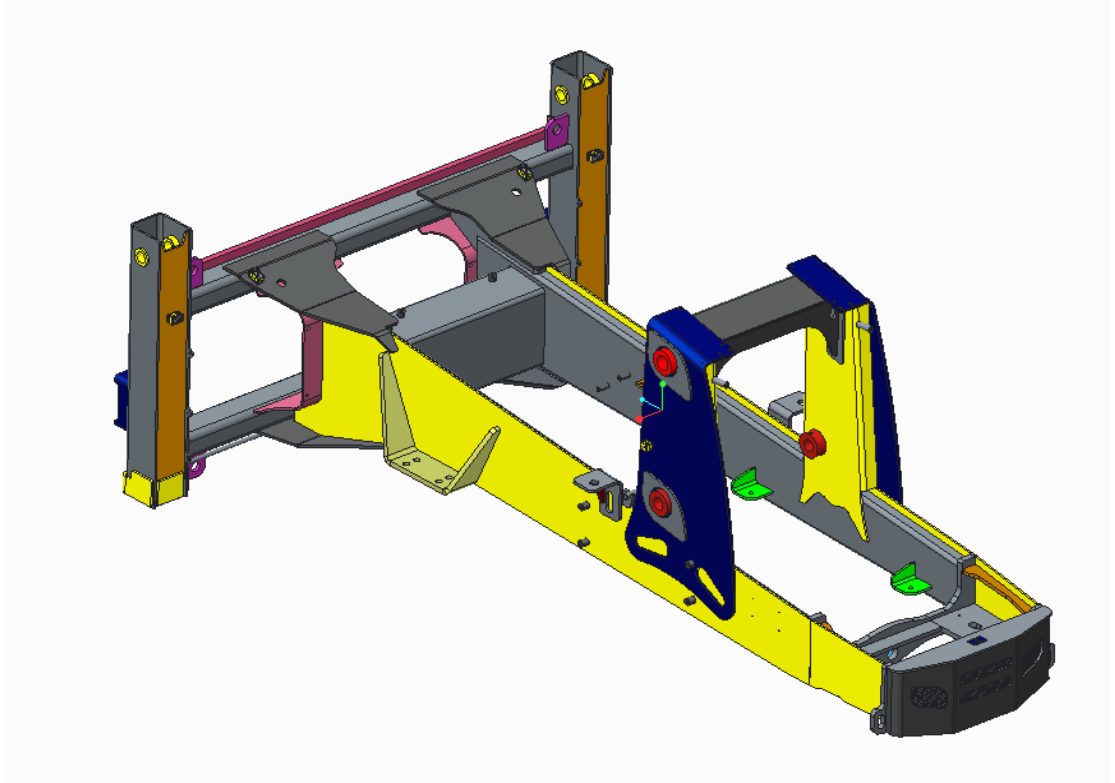
Şekil 3.2. 880 Modeli Şasi Üst Görünüşü



Şekil 3.3. 880 Modeli Şasi Sol Yan Görünüşü



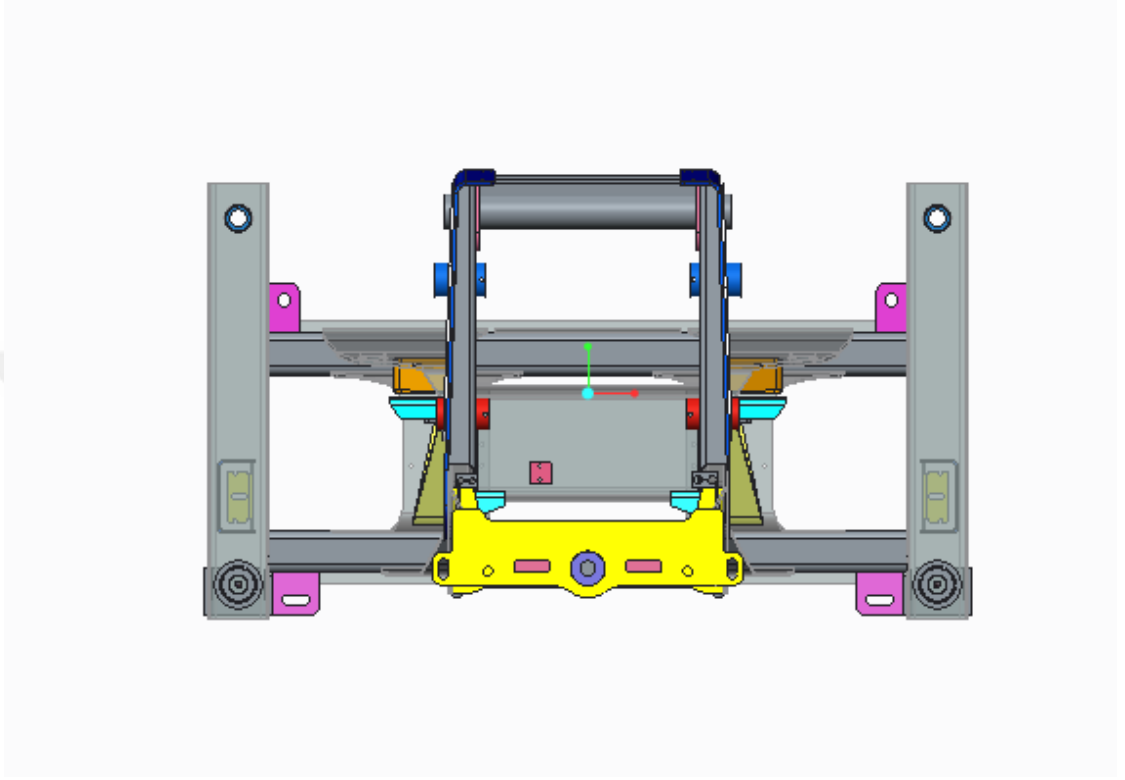
Şekil 3.4. 880 Modeli Şasi Arka Görünüşü



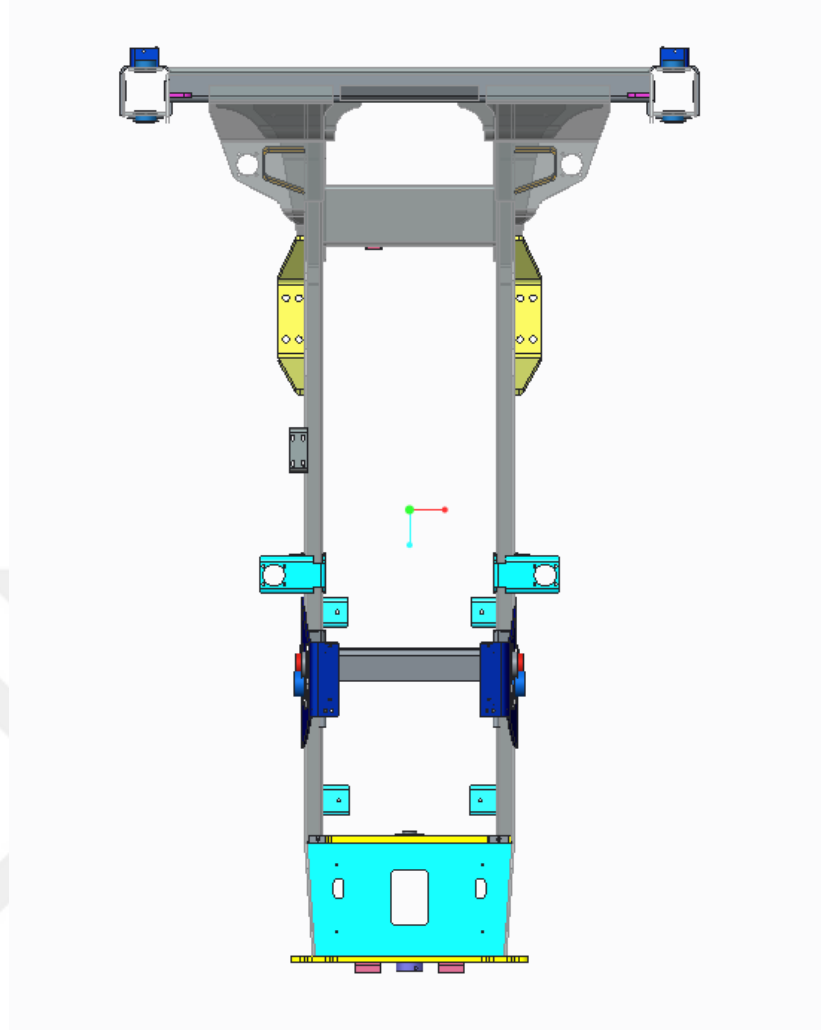
Şekil 3.5. 880 Modeli Şasinin İzometrik Görünüşü

3.1.2. 883-885 Şasisinin Görünüşü

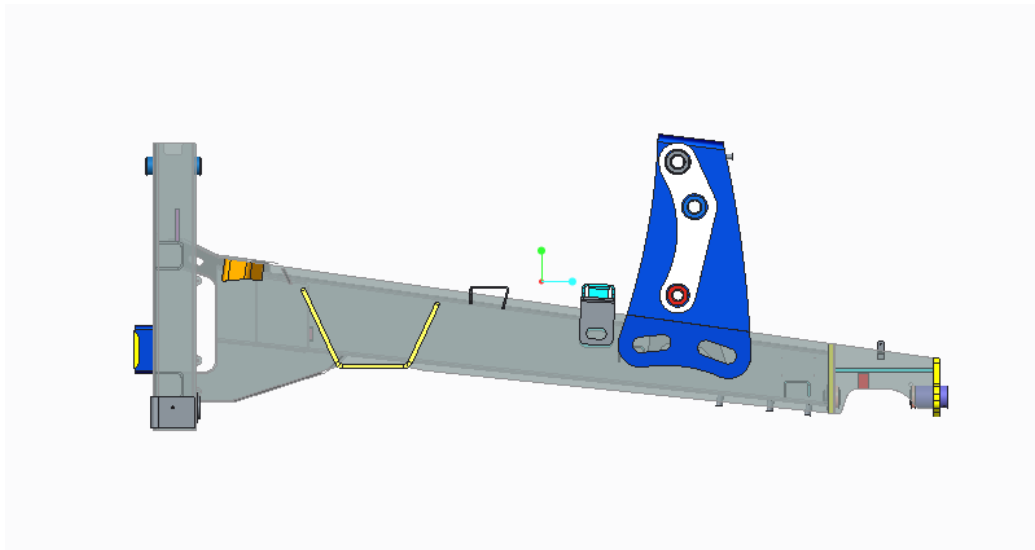
Çukurova Makina İmalat ve Tic. A.Ş. tarafından yapılmış olan şasi görüntüleri aşağıda verilmiştir.



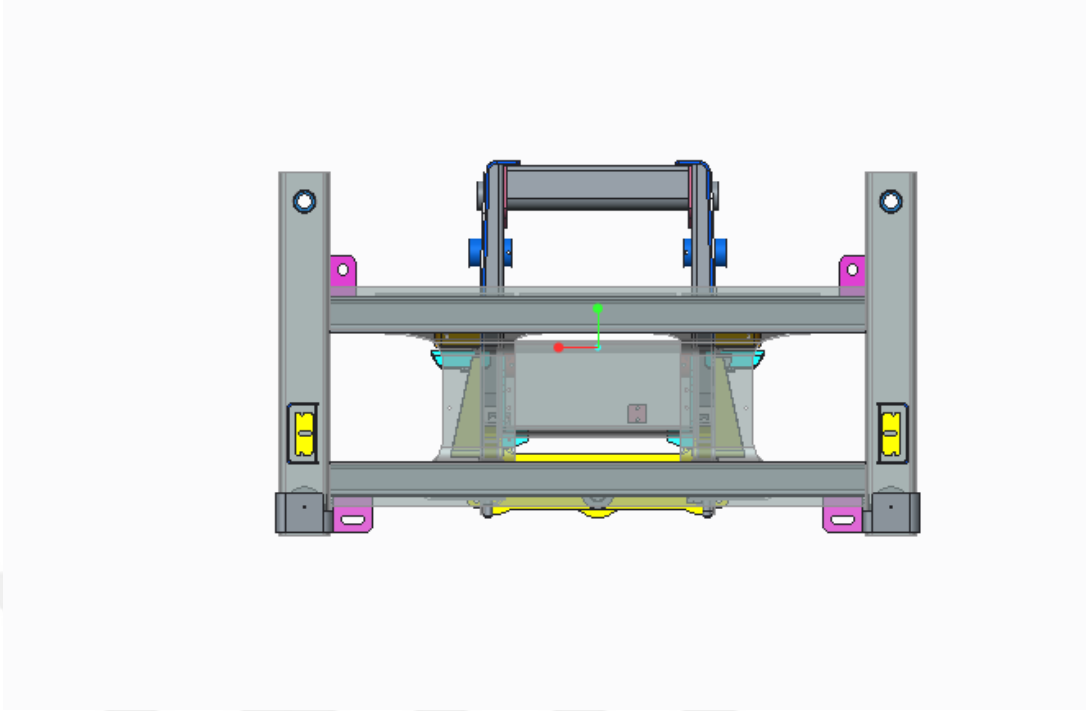
Şekil 3.6. 883-885 Modeli Şasi Ön Görünüşü



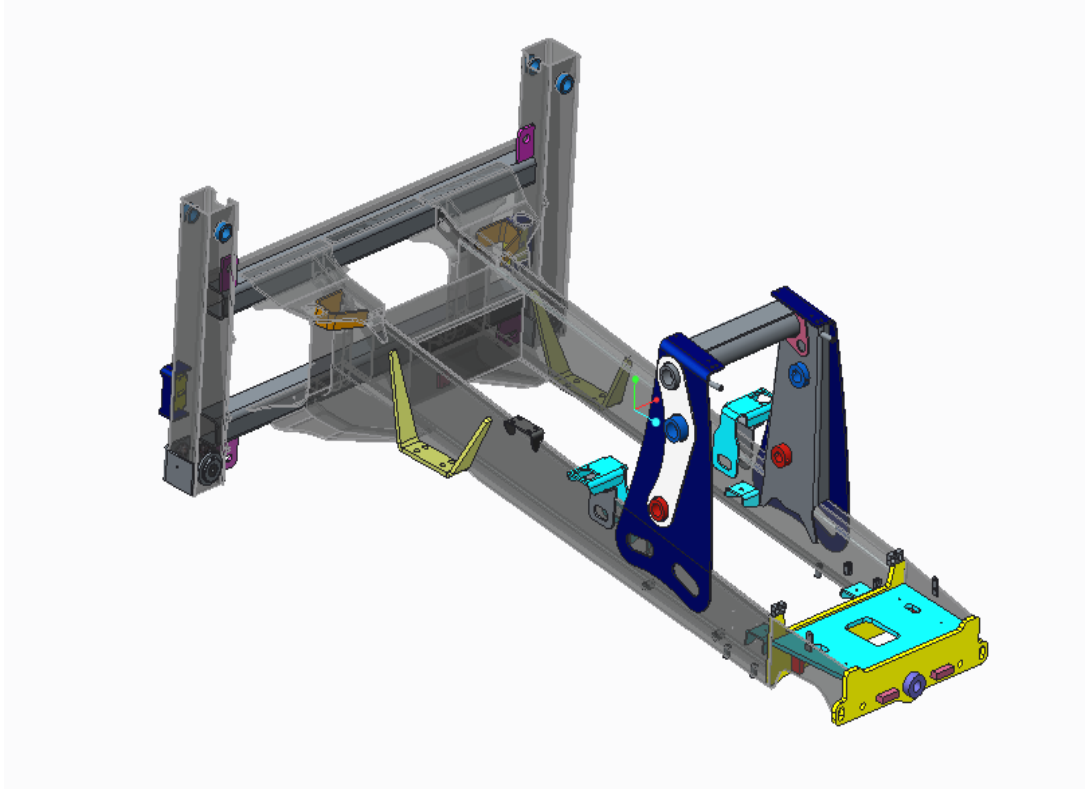
Şekil 3.7. 883-885 Modeli Şasi Üst Görünüşü



Şekil 3.8. 883-885 Modeli Şasi Sol Yan Görünüşü



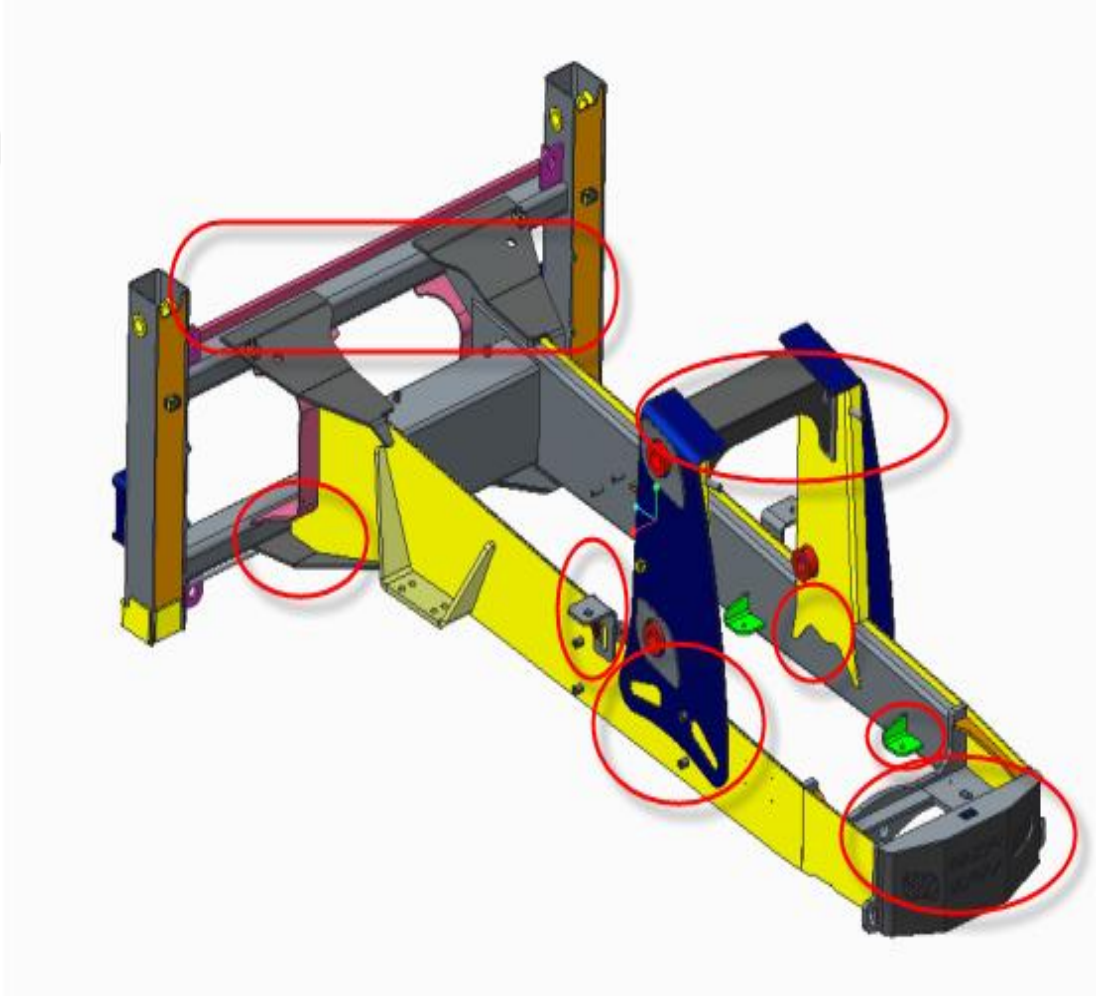
Şekil 3.9. 883-885 Modeli Şasi Arka Görünüşü



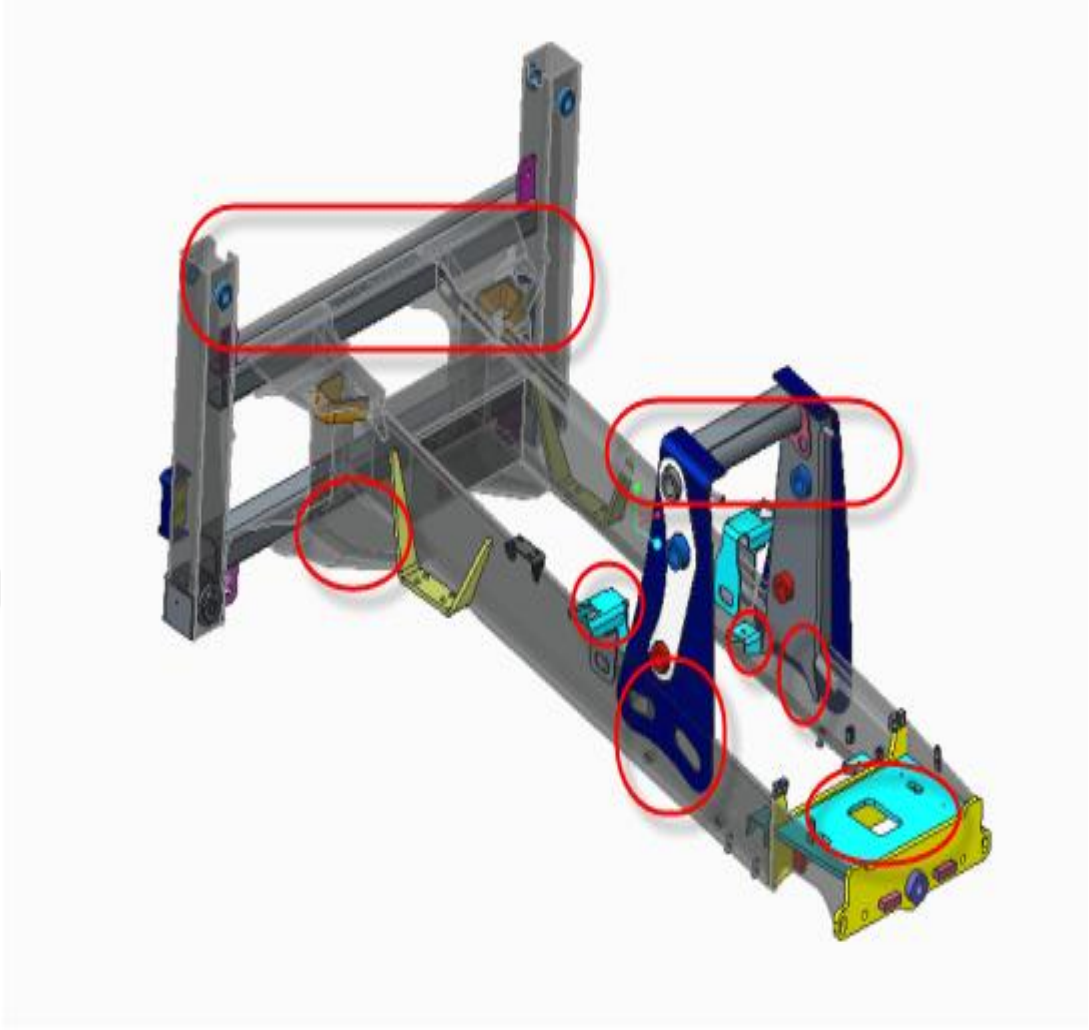
Şekil 3.10. 883-885 Modeli Şasinin İzometrik Görünüşü

3.1.3. 880,883-885 Modellere Uygun Şasi Tasarımı

Şasi ortaklaştırılmasında temel faktör Euro 4 motorunun boyutları için yapılan değişimlerdir. Bu değişimler motor bağlantı takoz yerleri, şanzıman yerleştirilmesi, arka ve ön dingil yerleştirilmesi, lastik ebatları, kabin ölçüleri ve bağlantı yerleri, wheel base (dingil açıklığı), ön yükleyici pozisyonları ve bekonun kazma derinliği ölçüleridir. Şekil 3.11 de 880 de, şekil 3.12 de ise 883-885 model şaside değişim yapılan yerler daire içerisinde alınmıştır.



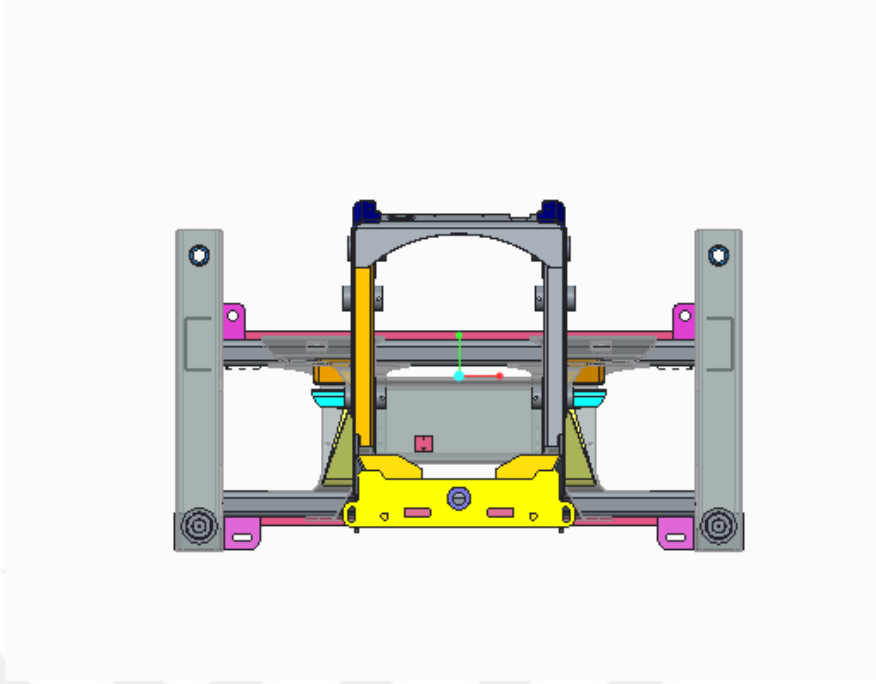
Şekil 3.11. Tasarımı Yapılan Şasi de 880 Model Şasiye Göre Değişen Kısımlar



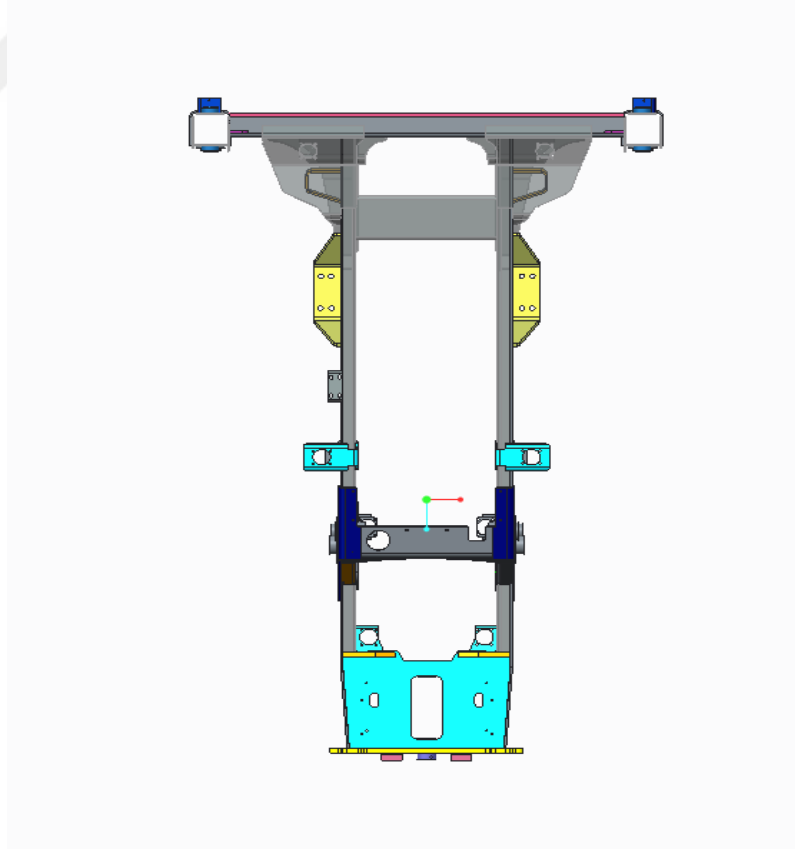
Şekil 3.12. Tasarımı Yapılan Şaside 883-885 Model Şasiye Göre Değişen Kısımlar

3.1.4. Ortak (880-883-885) Şasinin Görünüşü

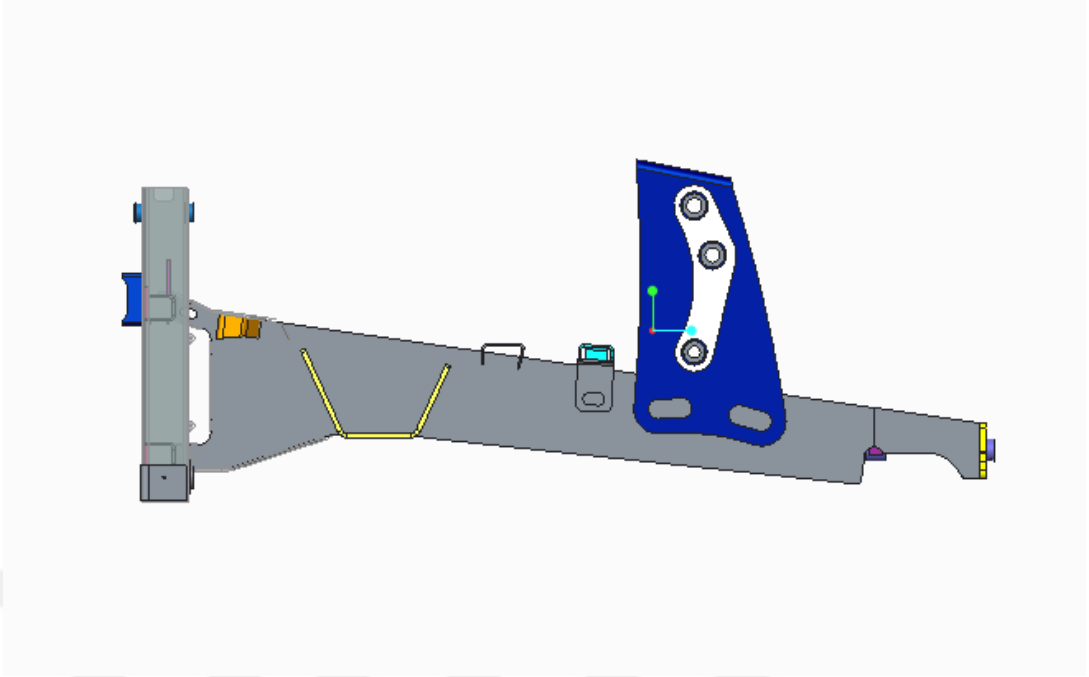
Madde 3.1.3.'de bahsedilen temel tasarım noktaları göz önüne alınarak, Pro Engineer yazılımı kullanılarak çizilen, yeni ortak şasi görünüşleri aşağıda şekil 3.13'de ön görünüş, şekil 3.14'de üst görünüş, şekil 3.15'de yan görünüş, şekil 3.16'de arka görünüş, şekil 3.17'de perspektif görünüş olarak verilmiştir;



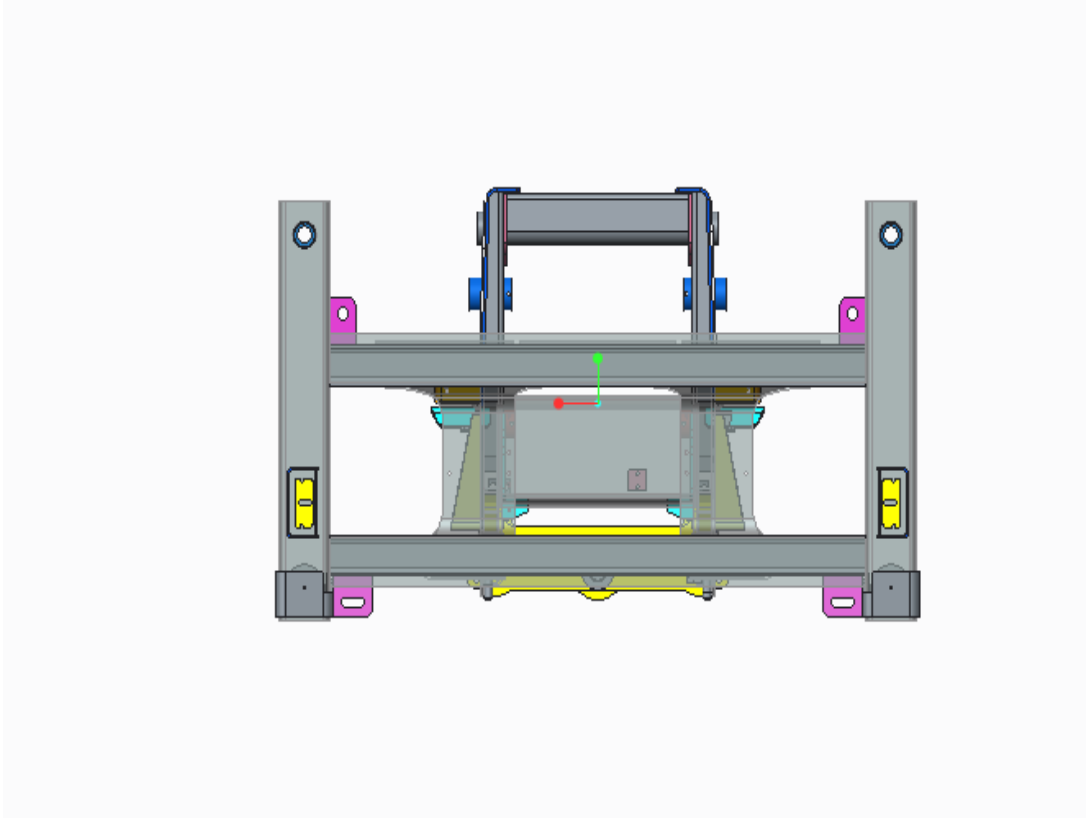
Şekil 3.13. Ortak Şasi 880-883-885 Ön Görünüşü



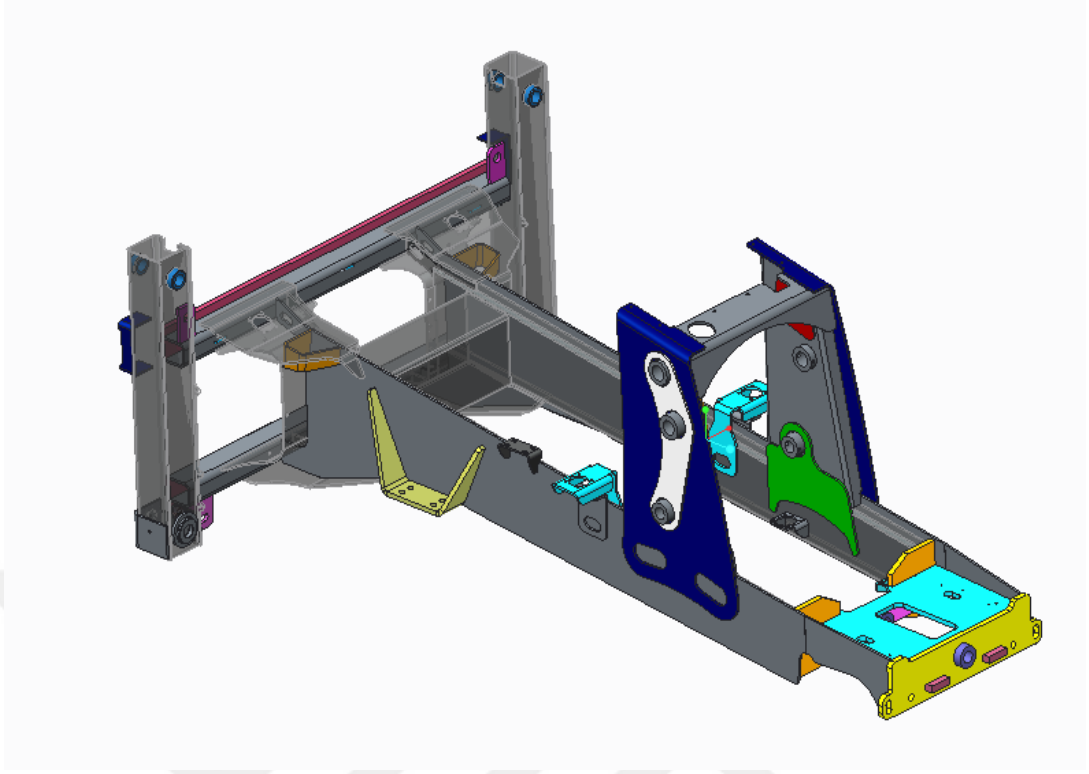
Şekil 3.14. Ortak Şasi 880-883-885 Üst Görünüşü



Şekil 3.15. Ortak Şasi 880-883-885 Yan Görünüşü



Şekil 3.16. Ortak Şasi 880-883-885 Arka Görünüşü

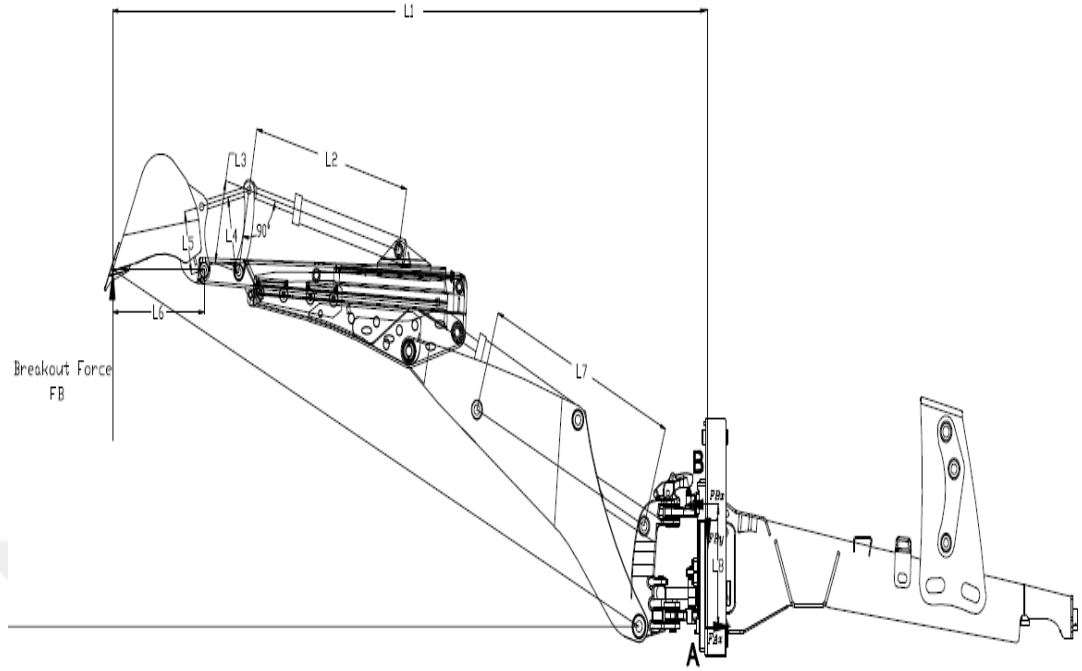


Şekil 3.17. Ortak Şasi 880-883-885 İzometrik Görünüşü

Öncelikle şasiye kazıcı tarafından gelen kuvvet ve momentlerin belirlenmesi daha sonra yükleyici kısmından yükleyici kulesine gelen kuvvet ve momentlerin tespiti çalışmasının yapılması gerekmiştir.

3.2. KAZICI TARAFINDAN GELEN KUVVET VE MOMENTLERİN HESABI

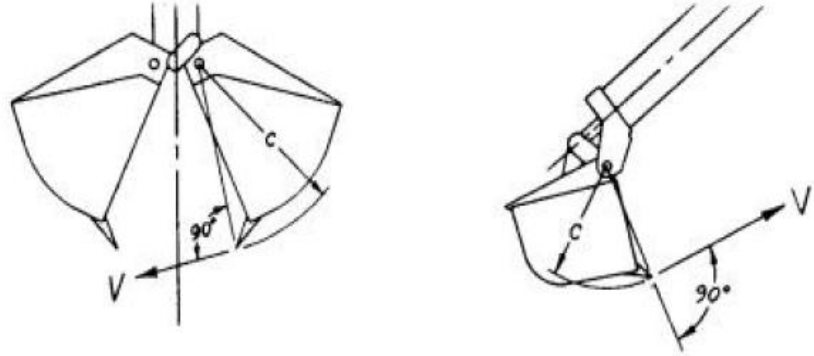
Kazıcı tarafından kazıcının şasiye bağlandığı kısımda oluşabilecek maksimum moment ve kuvvetin belirlenmesi için, kepçe silindirinin oluşturduğu kepçe kopartma kuvveti SAE J1179 [18]'e göre hesaplanmıştır, şekil 3.18'de belirtilen konumda pozisyonlandırılan kepçe-stik-bom üçlüsü görülmektedir. Koparma kuvveti, kazıcı bomunun döner mafsal aracılığıyla bağlandığı kayıcı tablanın şaseye etki ettiği noktaya maksimum moment ve kuvvet oluşturacağı kayma yüzeyine paralel olacak şekilde pozisyonlandırılmıştır.



Şekil 3.18. Bekonun Maksimum Moment ve Kuvvet Oluşturması için Pozisyonlandırılması

3.2.1. Maksimum Kepçe Koparma Kuvveti

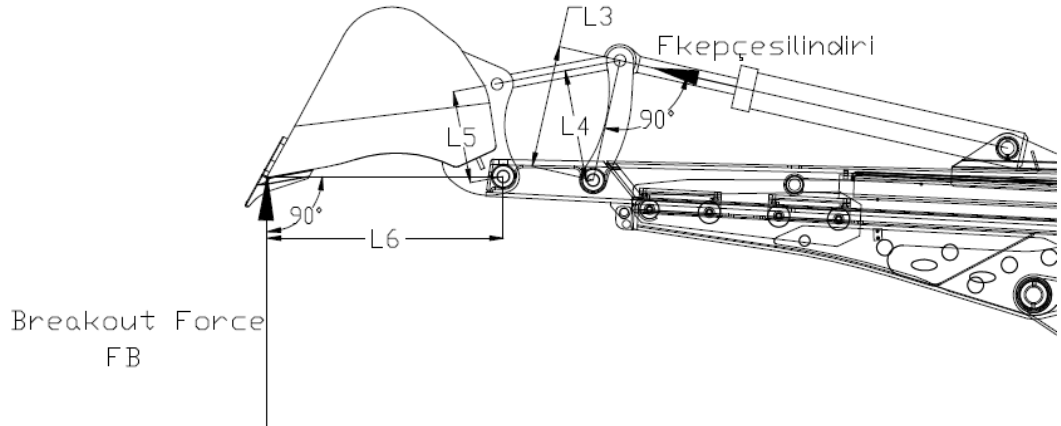
Kazıcı-yükleyici üreticileri imal ettikleri kazı-yükleyicilerin maksimum stik koparma kuvveti ve maksimum kepçe koparma kuvvetlerini SAE J1179 [11] (Hydraulic Excavator and Backhoe digging forces) standartına göre hesaplarlar. Bu standartta maksimum kazma kuvvetlerinin oluştuğu pozisyonlar belirtilmiştir. Şekil 3.19’da bu pozisyonlar gösterilmiştir [10]. Standartta maksimum teğetsel kuvvetin ‘V’, şekil 3.19’da görüldüğü üzere kepçe silindiri ve ‘C’ yarıçapı ile oluşturulduğu gösterilmiştir.



Şekil 3.19. Maksimum kepçe teğet kuvveti

Kepçe, kepçe silindirinden ve mafsallardan maksimum moment elde edilebilecek şekilde pozisyonlandırılmıştır. Kepçe silindirinin çalışma basıncı 220 Bar olarak alınmıştır. Bu çalışma basıncında silindirin oluşturduğu kuvvet eşitlik 3.1 yardımıyla hesaplanmıştır;

$$F_{ks} = P \times A \quad (3.1)$$



Şekil 3.20. Kepçe Koparma Kuvveti

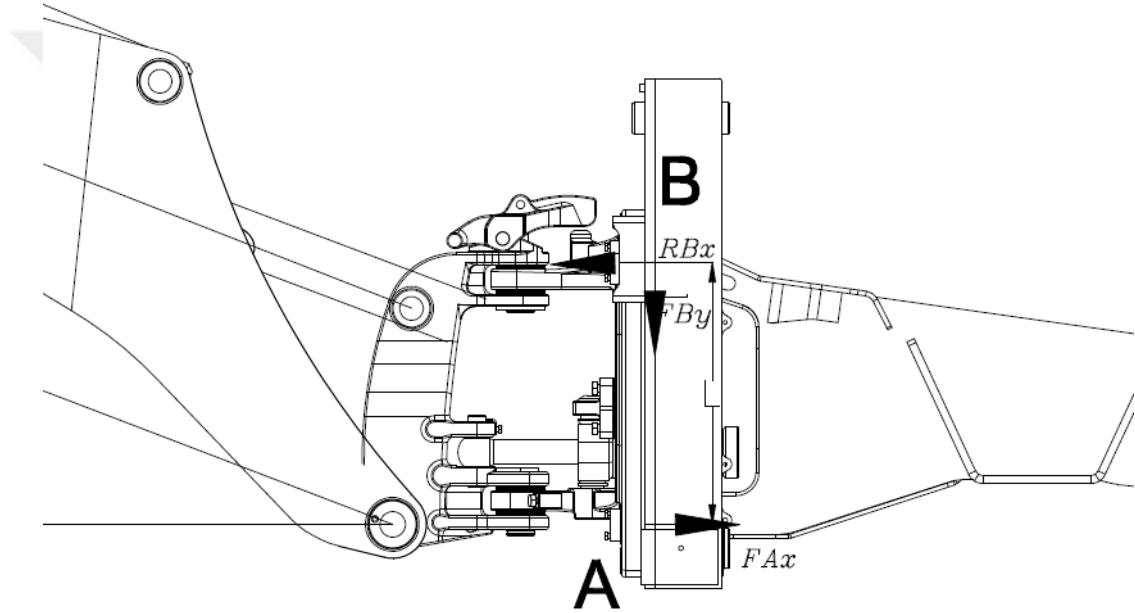
Kepçe silindirinden kaynaklanan kepçe koparma kuvveti eşitlik 3.2 yardımıyla hesaplanmıştır;

$$F_{\text{kopartma}} \times L_6 \times L_4 = F_{\text{ks}} \times L_5 \times L_3 \quad (3.2)$$

$$F_{\text{kopartma}} = 60037 \text{ KN}$$

3.2.2. Kepçe Koparma Kuvvetinin Şasi Üzerindeki Değerlerinin Hesaplanması

Şekil 3.21’de görülen kazıcının kayıcı tabla ile şasiye bağlandığı B noktasındaki yatay ve düşey kuvvet ile A noktasındaki yatay kuvvetin belirlenmesi için A noktasına göre denklem 3.3’de görüldüğü gibi moment alınmasıyla B noktasındaki yatay F_{Bx} kuvvet belirlenmiştir;



Şekil 3.21. Kepçe Koparma Kuvveti

$$F_{Bx} = F_B \times L_1 \quad (3.3)$$

F_{Ax} kuvveti ise toplam yatay kuvvetlerin dengesinden $-F_{Bx}$ eşit olduğu bilinmektedir.

F_{By} ise toplam düşey kuvvetlerin dengesinden $-F_{\text{Kopartma}}$ ya eşit olduğu bilinmektedir.

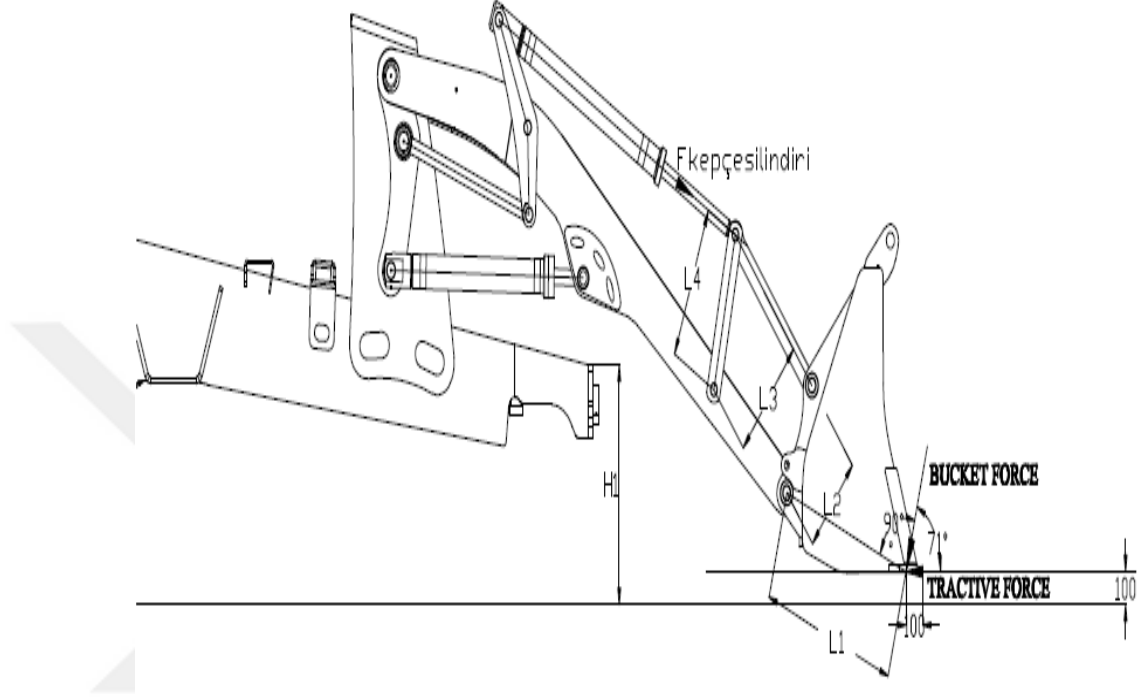
Ayrıca kayıcı tablayı şasiye sabitlemek için şasiye dört baskı silindiri tarafından kuvvet uygulanmıştır. Kayıcı tabla üzerindeki baskı silindirlerinin her biri

şasiye 60KN kuvvet uygulamaktadır. Kayıcı tablanın şasiye asılı kalmasını sağlayan kayıcı tırnaklarına gelen bu kuvvetlerin zıttı şasiye etki ettirilmiştir.

$$2F_{\text{Baskı}} = - F_{\text{kt}} \quad (3.4)$$

3.3.YÜKLEYİCİ TARAFINDAN GELEN KUVVET VE MOMENTLERİN HESABI

ISO 8313:1989, yükleyici kepçe kopartma kuvvetinin load cell'e bağlanarak pozisyonlandırılıp kuvvet ölçümleri elde edildiği standarttır. Yükleyici kepçesi bu standarta göre pozisyonlandırılmıştır. Yükleyici tarafından yükleyici kulesi üzerinde oluşabilecek maksimum moment ve kuvvetin belirlenmesi için, kepçe silindirin oluşturduğu kepçe kopartma kuvveti SAE J1179 [18]'e göre hesaplanmıştır. Şekil 3.22 de belirtilen tekerlek yüksekliği H1'e göre şasi yerleştirilmiş ve kepçe yerden 100 mm yüksek konumda pozisyonlandırılan kepçe-bom-yükleyici kulesi üçlüsü görülmektedir. Tractive force yükleyicinin hareket yönüne paralel tekerlekler kaymadan tekerleklerin torkuna eşit itme kuvvetidir. Motor gücünden kaynaklı tractive force 6800 kgf olarak belirtilmiş ve kepçe ucuna yere paralel konumlandırılmıştır. Koparma kuvveti ve tractive force, yükleyici kulesine bom, tilt silindiri ve lift silindiri aracılığıyla maksimum moment ve kuvvetleri iletirler.



Şekil 3.22. Yükleyici Kepçe Koparma Kuvveti

3.3.1. Maksimum Kepçe Koparma Kuvveti

Kepçe silindirinin çalışma basıncı 220 Bar olarak alınmıştır. Bu çalışma basıncında silindirin oluşturduğu kuvvet eşitlik 3.5 yardımıyla hesaplanmıştır;

$$F_{ks} = P \times A \quad (3.5)$$

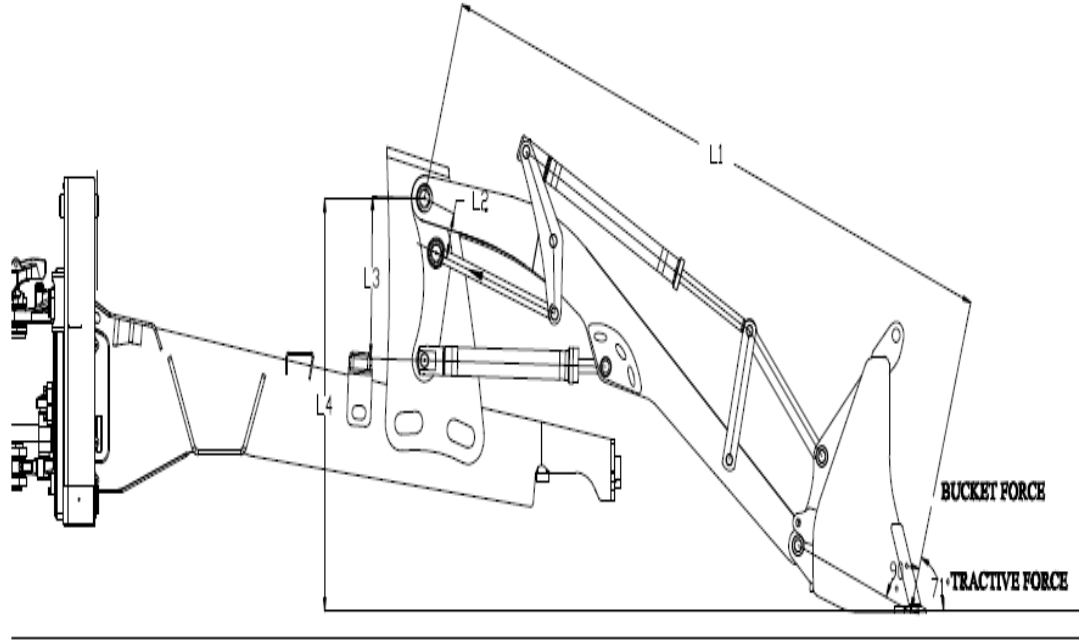
Kepçe silindirinden kaynaklanan kepe koparma kuvveti eşitlik 3.6 yardımıyla hesaplanmıştır. İki tane kepe silindiri bulunduğu için bulunan kepe silindir kuvveti iki ile çarpılmıştır;

$$F_{kopartma} \times L_1 \times L_3 = F_{ks} \times 2 \times L_4 \times L_2 \quad (3.6)$$

$$F_{kopartma} = 68.561 \text{ kN}$$

3.3.2. Kepçe Koparma Ve Tractive Kuvvetinin Yükleyici Kulesi Üzerindeki Değerlerinin Hesaplanması

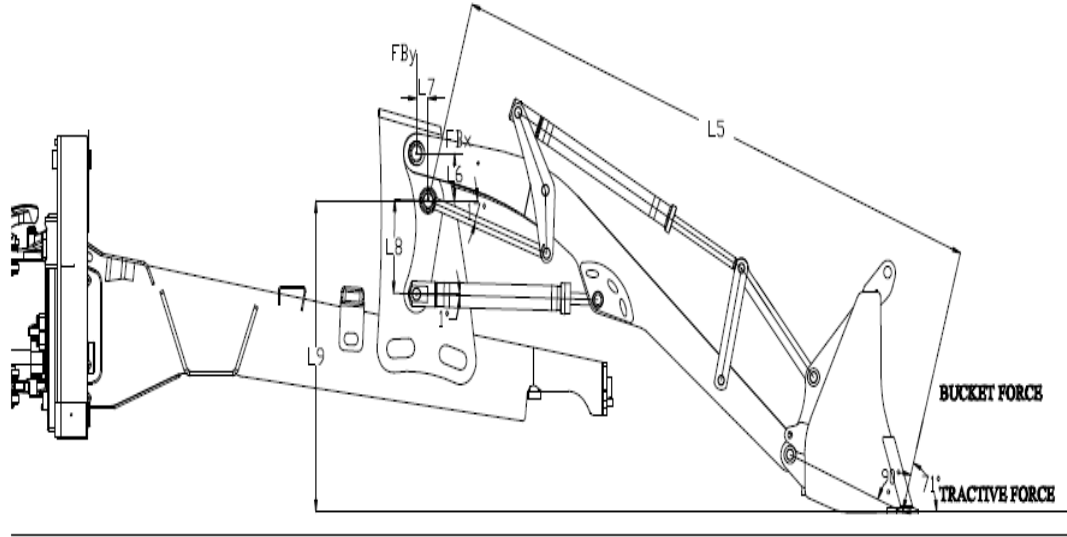
Kepçe kopartma kuvveti ve tractive force yükleyici kulesi üzerindeki etkisi bomun, tilt ve lift silindirlerinin bağlantı noktalarına göre ayrı ayrı moment alınarak hesaplanmıştır;



Şekil 3.23. Boma Göre Moment

$$\sum M_B = 0$$

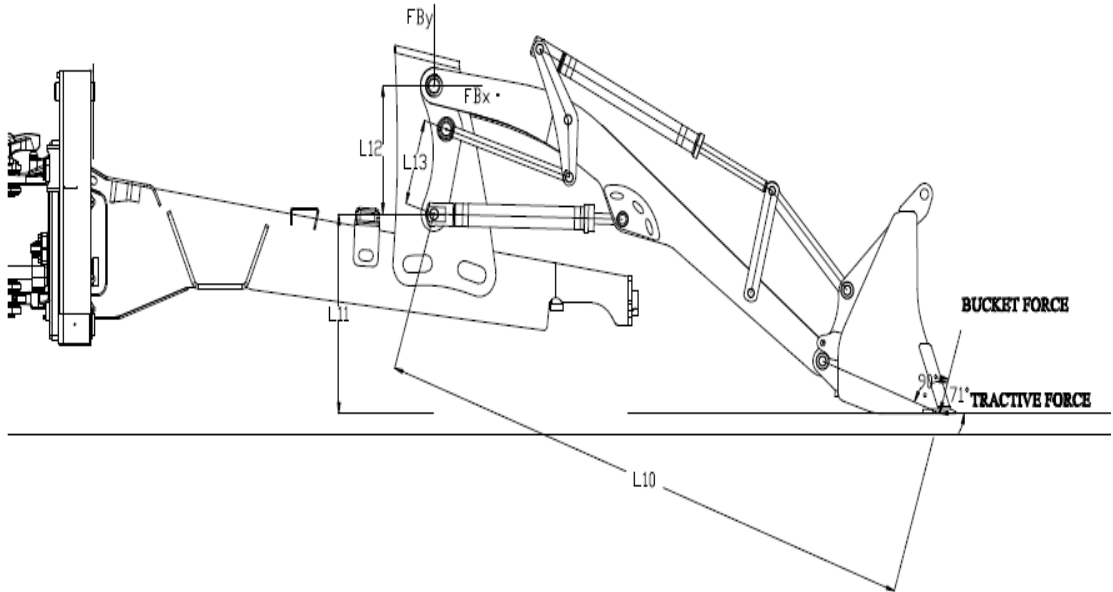
$$= -F_{\text{kopartma}} \times L_1 - F_{\text{tractive}} \times L_4 - F_{\text{tilt}} \times L_2 + F_{\text{lift}} \times L_3 = 0 \quad (3.7)$$



Şekil 3.24. Tilt Göre Moment

$$\sum M_T = 0$$

$$= -F_{BomX} \times L_6 - F_{BomY} \times L_7 - F_{kopartma} \times L_5 - F_{tractive} \times L_9 + F_{Lift} \times L_8 = 0 \quad (3.8)$$



Şekil 3.25. Lift Göre Moment

$$\begin{aligned}\sum M_L &= 0 \\ &= -F_{Bomx} \times L_{12} - F_{kopartma} \times L_{10} - F_{tractive} \times L_{11} + F_{tilt} \times L_{13} = 0\end{aligned}\quad (3.9)$$

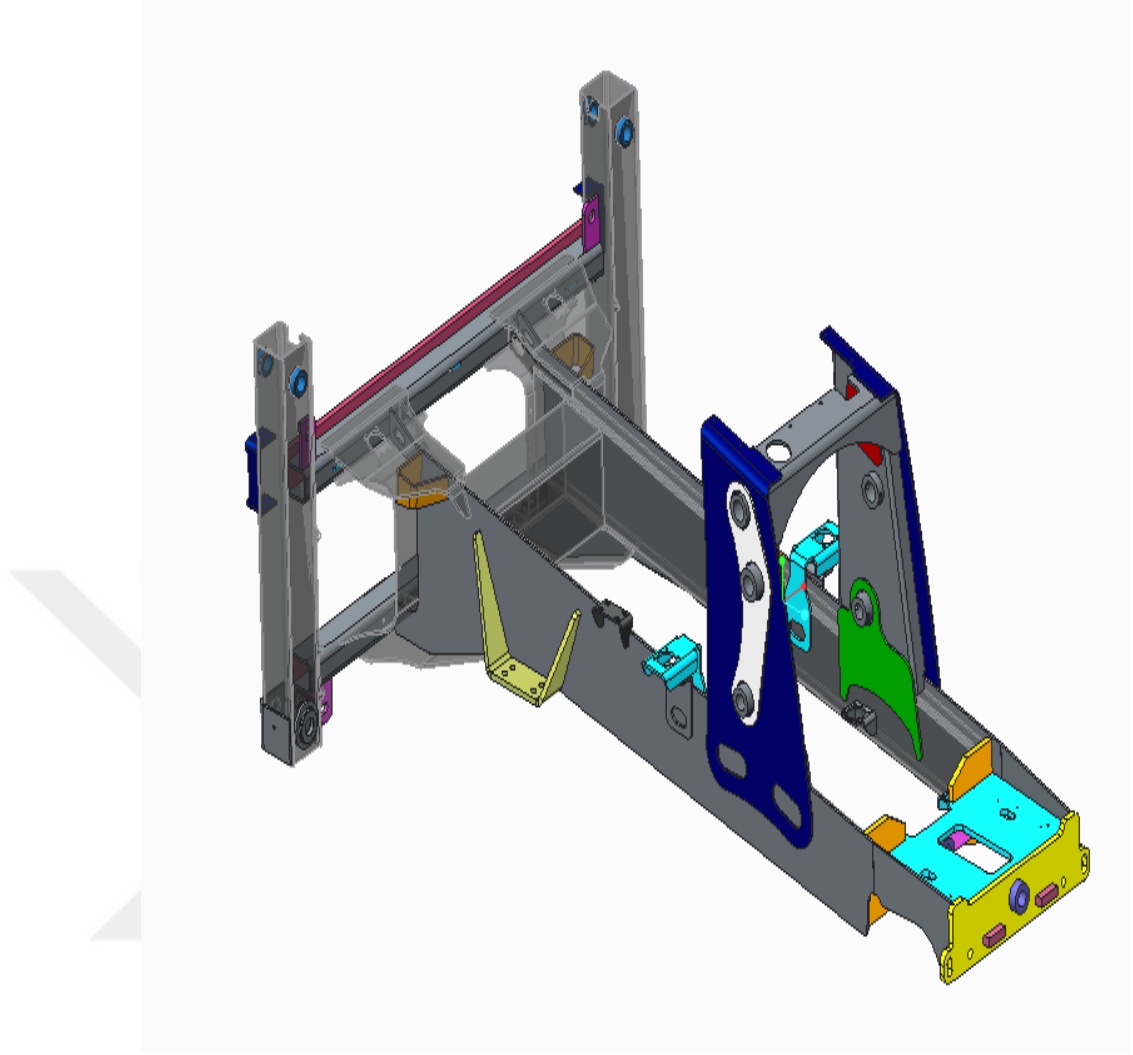
$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ &= F_{Bomx} - F_{kopartma} \times \cos 71^\circ - F_{tractive} - F_{tilt} \times \cos 17^\circ + F_{lift} \times \cos 1^\circ = 0\end{aligned}\quad (3.10)$$

Yukarıdaki 3.8,3.9,3.10,3.11 eşitlikleri birlikte çözülerek istenilen kuvvetler hesaplanmıştır.

Bulunan kuvvetler, analiz sırasında yükleyici kule üzerine aynı doğrultuda, ters yönde reaksiyon kuvvetleri olarak yüklenmiştir.

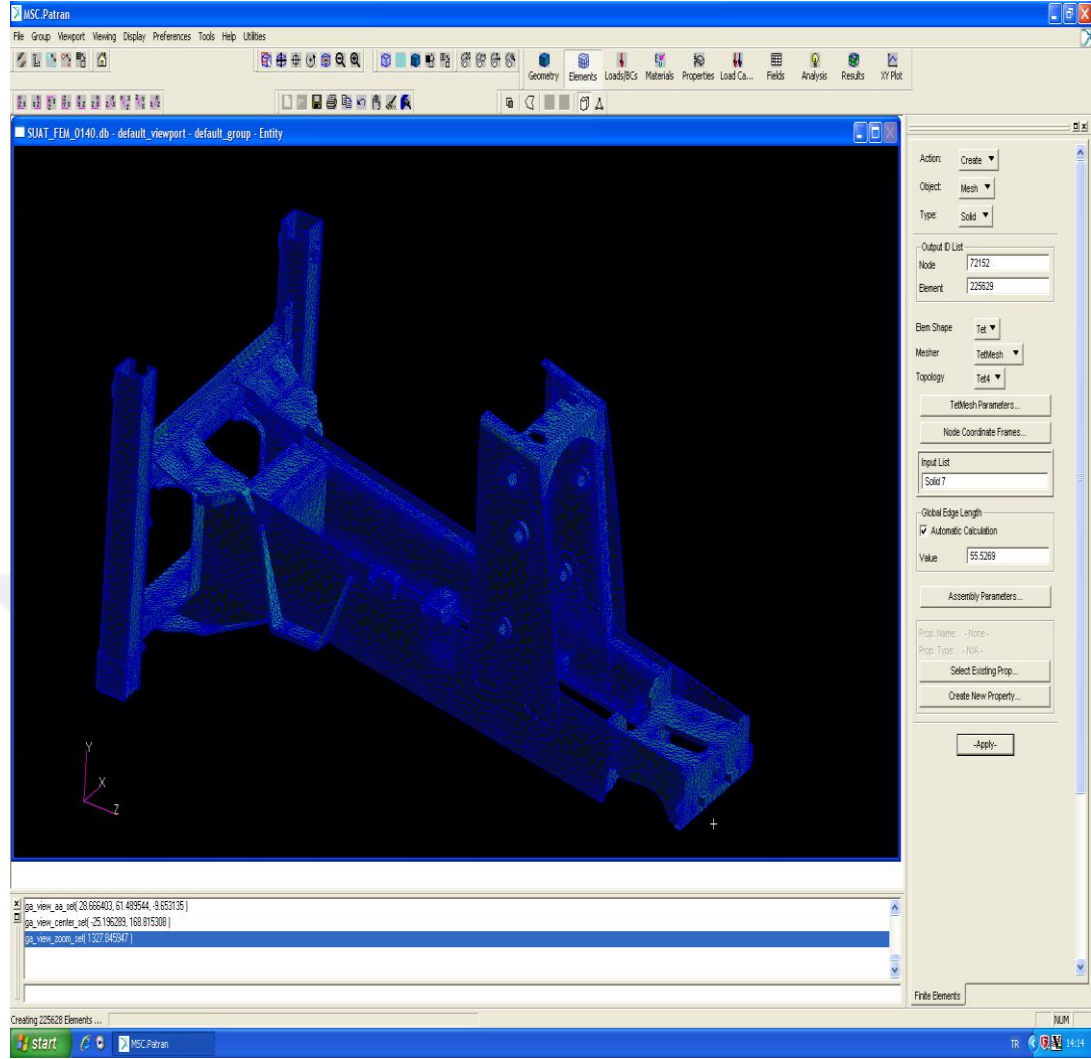
3.4.SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİYLE MUKAVEMET ANALİZLERİ

Şase, Pro Engineer programı kullanılarak dizayn edilmiş ve analiz programı için tek bir solid haline getirilerek hazırlanmıştır. Bu katı model Parasolid.txt dosyasına dönüştürülerek Patran programına aktarılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak MSC.Patran 2006 programı yardımıyla şasenin analizi yapılmıştır. Şekil 3.26'da Pro Engineer de oluşturulan şasi katı modeli izometrik olarak görülmektedir.



Şekil 3.26. Ortak Katı Model

Şekil 3.26’da görülen katı modelin öncelikle mesh yapısının oluşturulması için programda mesh oluşturulmaya çalışılmıştır. Mesh oluşturma otomatik olarak programa bırakılmıştır. Patran programında mesh oluşturamama hatası aldıkça bu durumu ortadan kaldırma amaçlı mesh hatasının belirtildiği kısım tekrar katı model çizimine dönülerek kontrol yapıp tekrar analiz ortamına geçilmiştir. Bu süreç mesh oluşturulana kadar tekrarlanmıştır. Ortak şasi yapısında elde edilen sorunsuz mesh yapısı Şekil 3.27’de görülmektedir.



Şekil 3.27. Şasinin Mesh Görüntüsü

Otomatik oluşturulan mesh de node sayısı 72152 ve tetrahedron eleman sayısı 225629 olarak elde edilmiştir. Bu değerler Patran analiz programında teknik tecrübe ile model boyutuna göre kabul edilebilir değerler olan node sayısı 60000 ve eleman sayısı 200000'den yüksek olmasından dolayı elde edilen node ve eleman sayısı kabul edilerek analize devam edilmiştir.

Katı model yapısına yer çekimi kuvveti etki ettirilmiş, mafsal yerleri belirlenmiş, yapı üzerine öncelikle kazıcı tarafından şasiye gelen kuvvetler konulmuş ve program çalıştırılmıştır. Daha sonra aynı yapı üzerine yükleyici tarafından şasinin yükleyici kulesine gelen kuvvetler konulmuş ve program çalıştırılmıştır. Analizde bu iki ayrı yükleme çalışma yapılmasının sebebi, pratikte iş makinesinin aynı anda hem

kazıcının hem de yükleyicinin çalışmasının mümkün olmamasından dolayı analiz işlemlerinde yükleme durumu pratikle örtüştürülmüştür.

3.4.1. Kazıcının Şasi Üzerindeki Etkisinin Mukavemet Analizi Ön Hazırlığı

Eşitlik 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 de hesaplanan kazıcı tarafından şaseye gelen kuvvet değerleri;

$$F_{BX} = -518062.6 \text{ N}$$

$$F_{AX} = 518062.6 \text{ N}$$

$$F_{BY} = -60044 \text{ N}$$

$$F_{Baskı} = 62203.5 \text{ N}$$

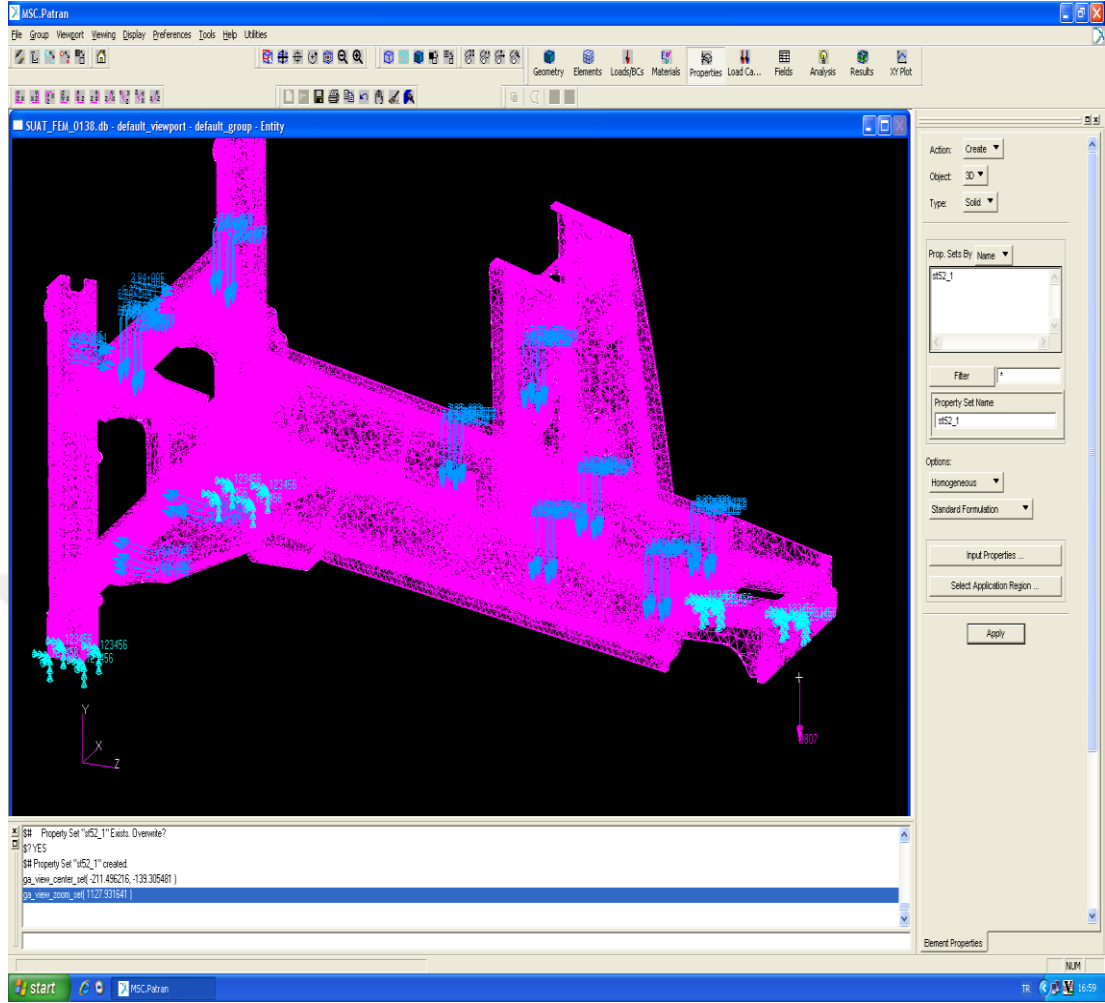
$$F_{kt} = -124407 \text{ N}$$

Kabin ağırlığından şaseye gelen kuvvet, kabinin şaseye bağlandığı 4 noktaya toplam, $F_{Kabin} = -7848 \text{ N}$ olarak etki ettirilmiştir.

Motor ve şanzımanın birlikte ağırlığından şaseye gelen kuvvet, motorun bağlandığı 4 bağlantı takozuna toplam, $F_{Motor} = -6597.3 \text{ N}$ olarak etki ettirilmiştir.

Kazıcı yüklemesi sırasındaki mafsal tanımlamaları şu şekilde yapılmıştır; iş makinası kazıcı kısmı çalışırken arka tekerleri yere değmeyecek şekilde backhoe ayaklarıyla kaldırıldığı için mafsallar bu ayaklar ve ön dingil bağlantıları tam bağlı olarak tanımlanmıştır.

Bu tüm değerlerin etki ettirildiği şasi yapısı şekil 3.28'de görülmektedir;



Şekil 3.28. Kazıcı Tarafından Şasi Üzerindeki Yüklemeler

3.4.2. Yükleyicinin Şasi Üzerindeki Etkisinin Mukavemet Analizi Ön Hazırlığı

Eşitlik 3.5, 3.6, 3.7, 3.8, 3.9, 3.10 yardımıyla hesaplanan yükleyici tarafından şasideki yükleyici kulesine gelen kuvvet değerleri ;

$$F_{Bomx} = -659824,931 \text{ N}$$

$$F_{Bomy} = 153608,648 \text{ N}$$

$$F_{Tilt} = 274700,073 \text{ N}$$

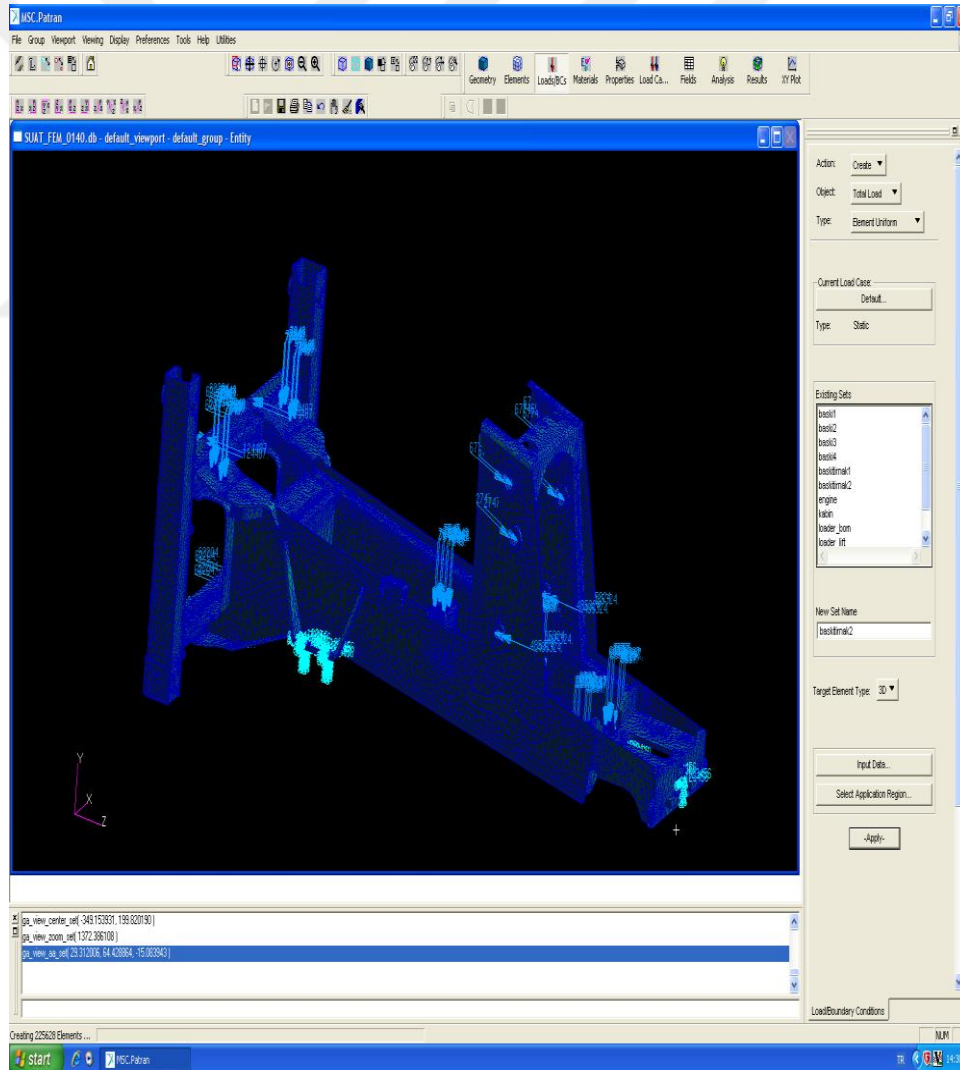
$$F_{Lift} = 485323,659 \text{ N}$$

Kabin ağırlığından şasiye gelen kuvvet, kabinin şasiye bağlandığı 4 noktaya toplam, $F_{Kabin} = - 7848$ N olarak etki ettirilmiştir.

Motor ve şanzımanın birlikte ağırlığından şasiye gelen kuvvet, motorun bağlandığı 4 bağlantı takozuna toplam, $F_{Motor} = - 6597.3$ N olarak etki ettirilmiştir.

Yükleyici yüklemesi sırasındaki mafsal tanımlamaları şu şekilde yapılmıştır; iş makinası yükleyici kısmı çalışırken tüm tekerler yere temas ettiği için mafsallar ön ve arka dingil bağlantı yerleri tam bağlı olarak tanımlanmıştır.

Bu tüm değerlerin etki ettirildiği şasi yapısı şekil 3.29'da görülmektedir;



Şekil 3.29. Yükleyici Tarafından Şasi Üzerindeki Yüklemeler

4.BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1.SONLU ELEMENLAR ANALİZ SONUÇLARI

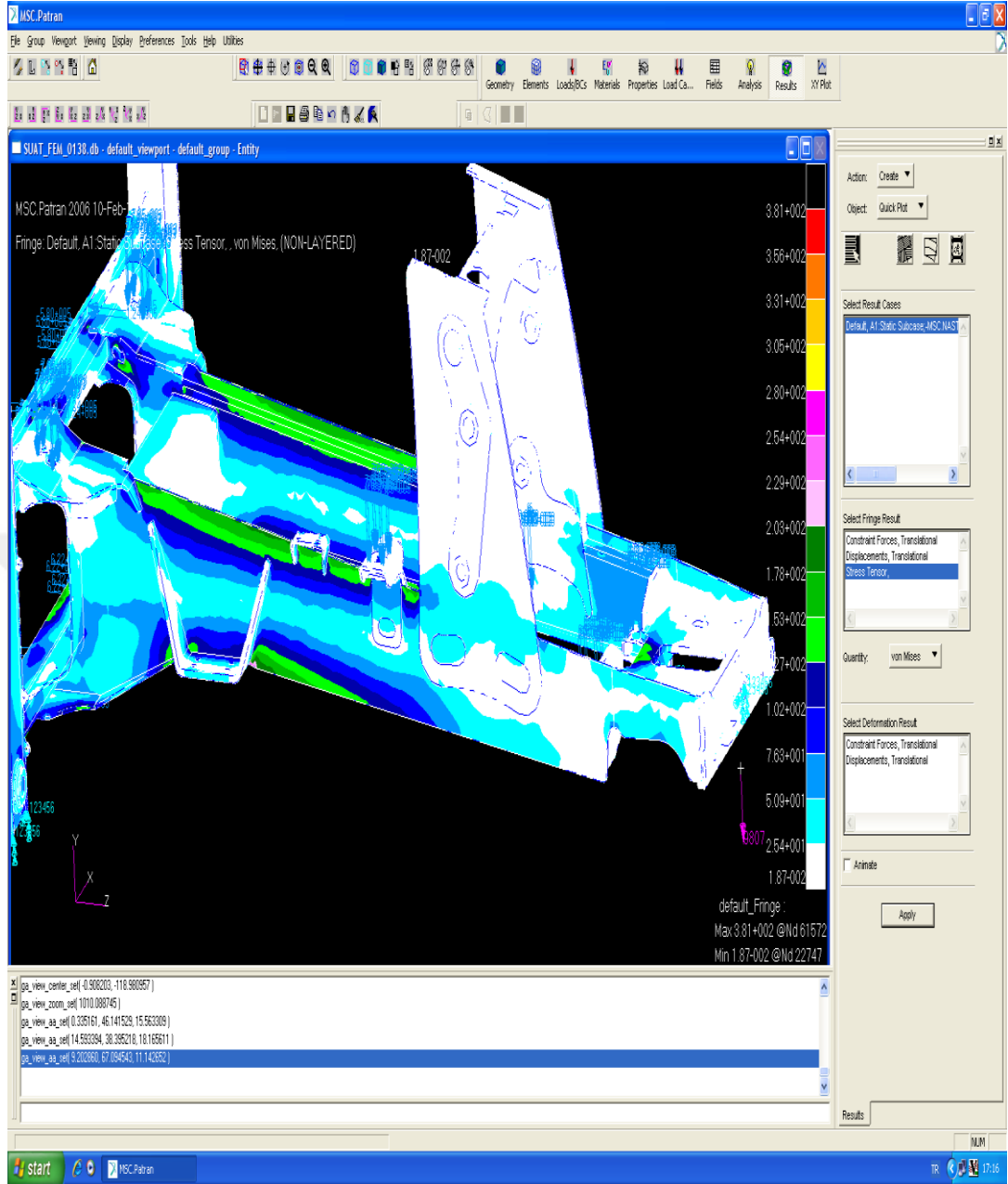
Analizde Patran programına girilen malzeme özellikleri şekil 4.1’de görülmektedir. Programda uzunluk değerleri mm, kuvvet değerleri N, elastikiyet modülü MPa, yoğunluk değeri t/mm³, yerçekimi ivmesi mm/s² birimlerinden girilmiştir.

Property Name	Value
Elastic Modulus =	2e5
Poisson Ratio =	.3
Shear Modulus =	
Density =	7.8e-9
Thermal Expan. Coeff =	
Structural Damping Coeff =	
Reference Temperature =	

Şekil 4.1. St-52 Malzeme Özellikleri

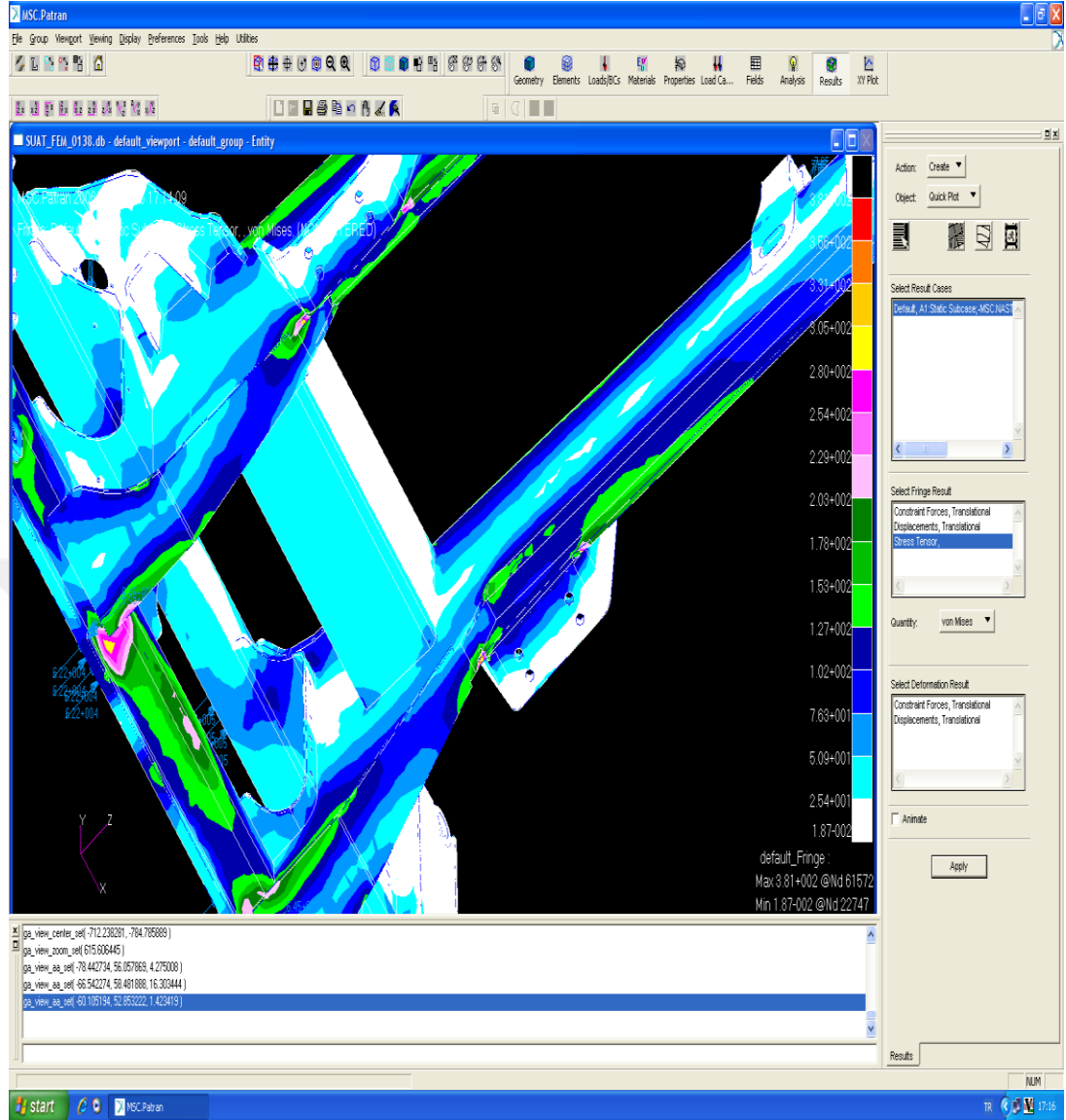
4.1.1. Kazıcının Şase Üzerindeki Etkilerinin Mukavemet Analiz Sonuçları

Çözüm çıktısı olarak elde edilen Von-Misses gerilme sonuçları Şekil 4.2’de görülmektedir. Gerilme maksimum 3.81×10^2 Mpa ve minimum 1.87×10^{-2} Mpa olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.2. Kazıcı İçin Von-Misses Gerilme Dağılımı

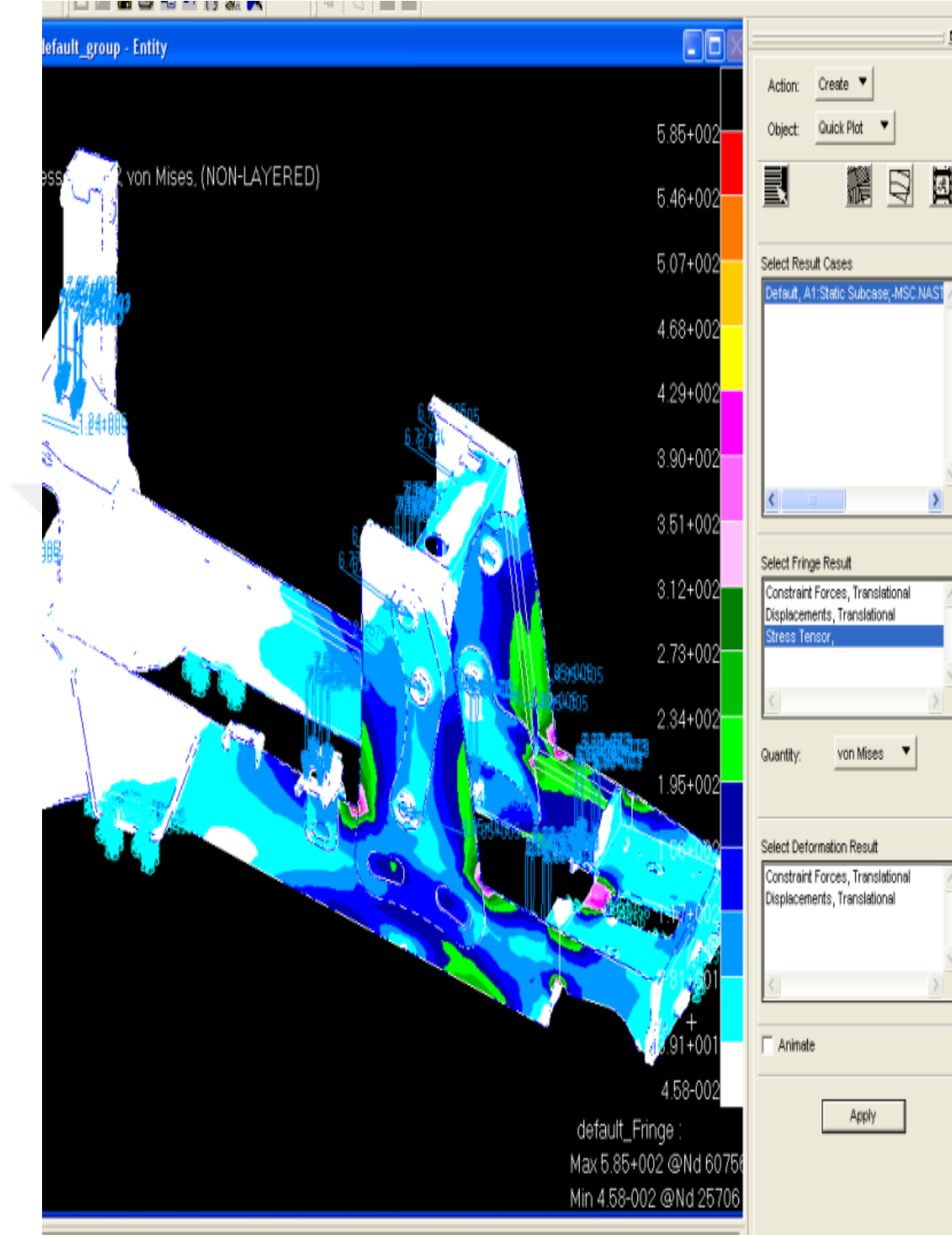
Maksimum gerilmenin şaside ortaya çıktığı yeri gösteren büyütülmüş şekil Şekil 4.3’de görülmektedir;



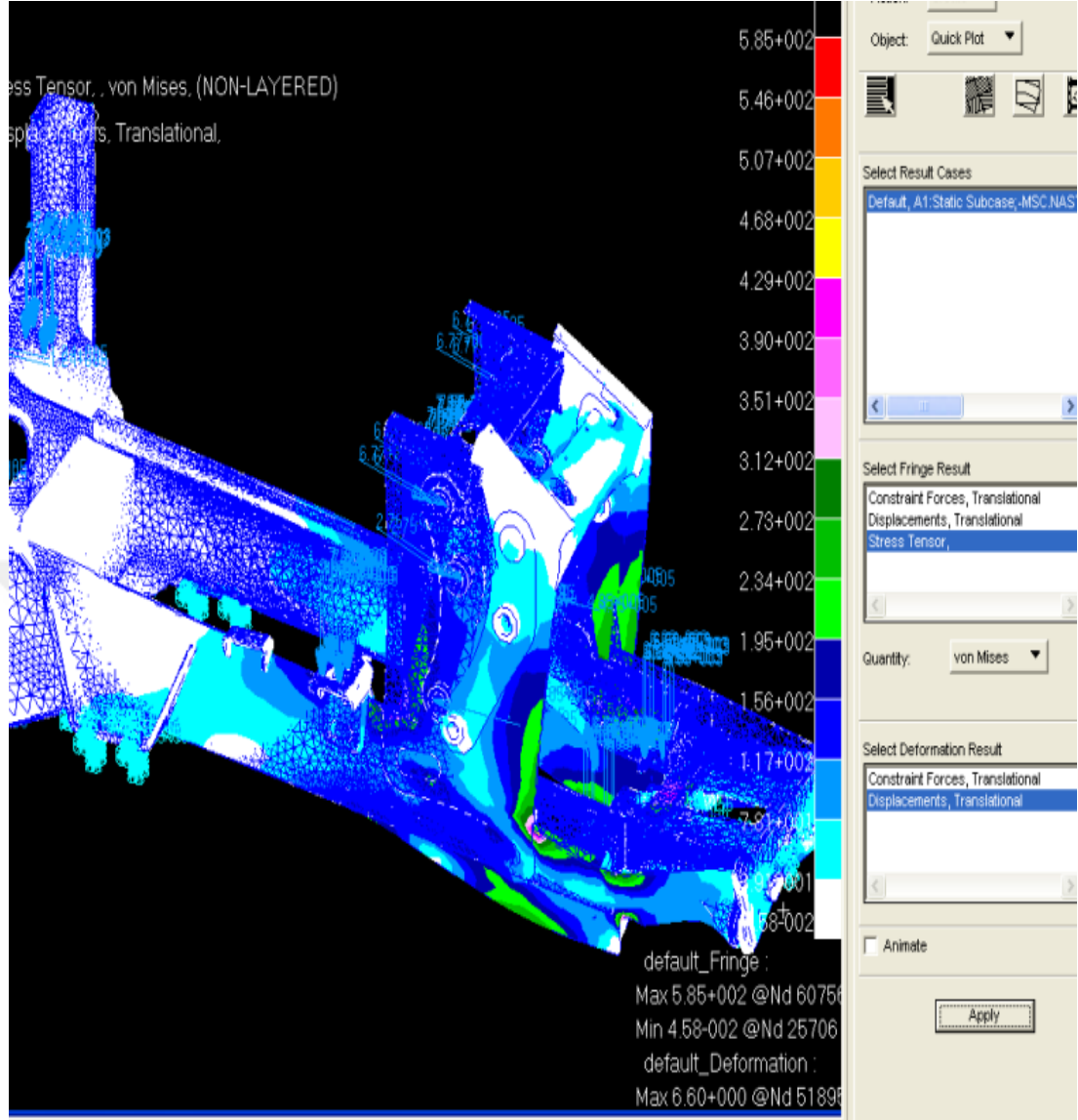
Şekil 4.3. Kazıcı Tarafında Maksimum Gerilme Dağılımı

4.1.2. Yükleyicinin Şase Üzerindeki Etkilerinin Mukavemet Analiz Sonuçları

İlk çözüm çıktısı olarak elde edilen Von-Misses gerilme sonuçları Şekil 4.4'de görülmektedir. Gerilme maksimum 5.85×10^2 Mpa ve minimum 4.58×10^{-2} Mpa olarak elde edilmiştir.



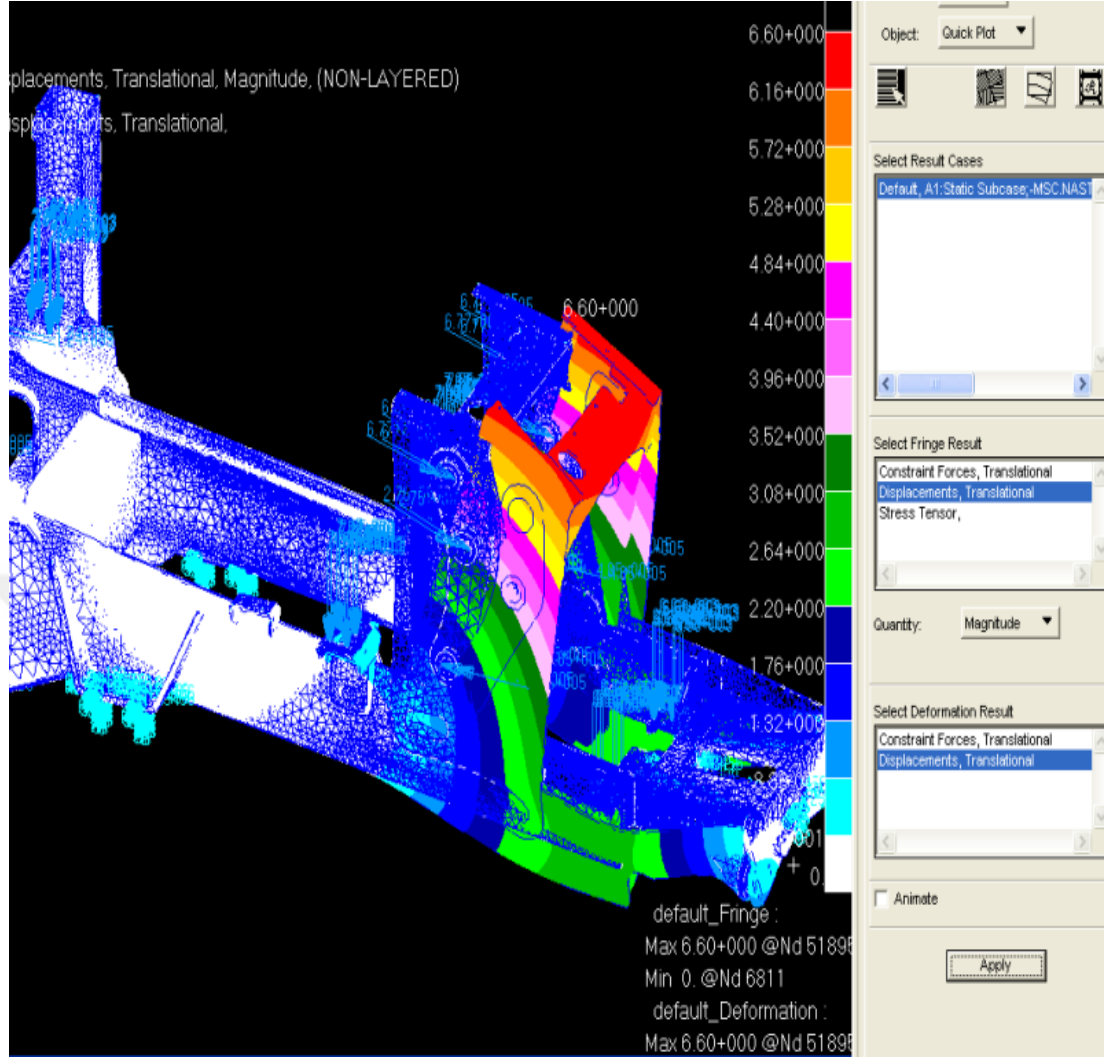
Şekil 4.4. Yükleyici İçin İlk Von-Misses Gerilme Dağılımı



Şekil 4.5. İlk Tasarım Yükleyici Tarafında Deformasyon Görünüşü

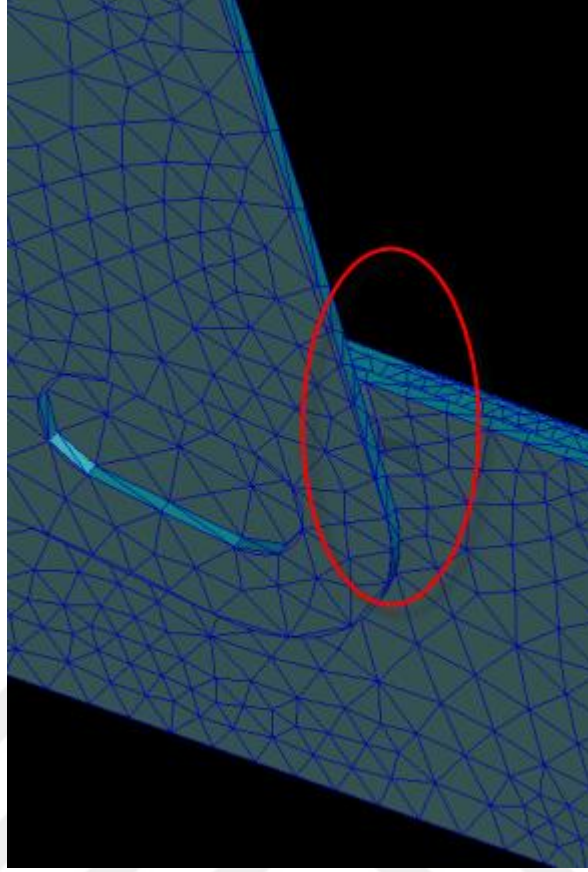
Şekil 4.5’de gösterilen deformasyon görünüşü kolay seçilmesi için abartılmış görünüştür.

Elde edilen şekil değiştirme sonuçları Şekil 4.6’da görülmektedir. Şekil değiştirme maksimum 6.60 mm olarak elde edilmiştir.



Şekil 4.6. Yükleyici İçin İlk Tasarımın Şekil Değişirme Dağılımı

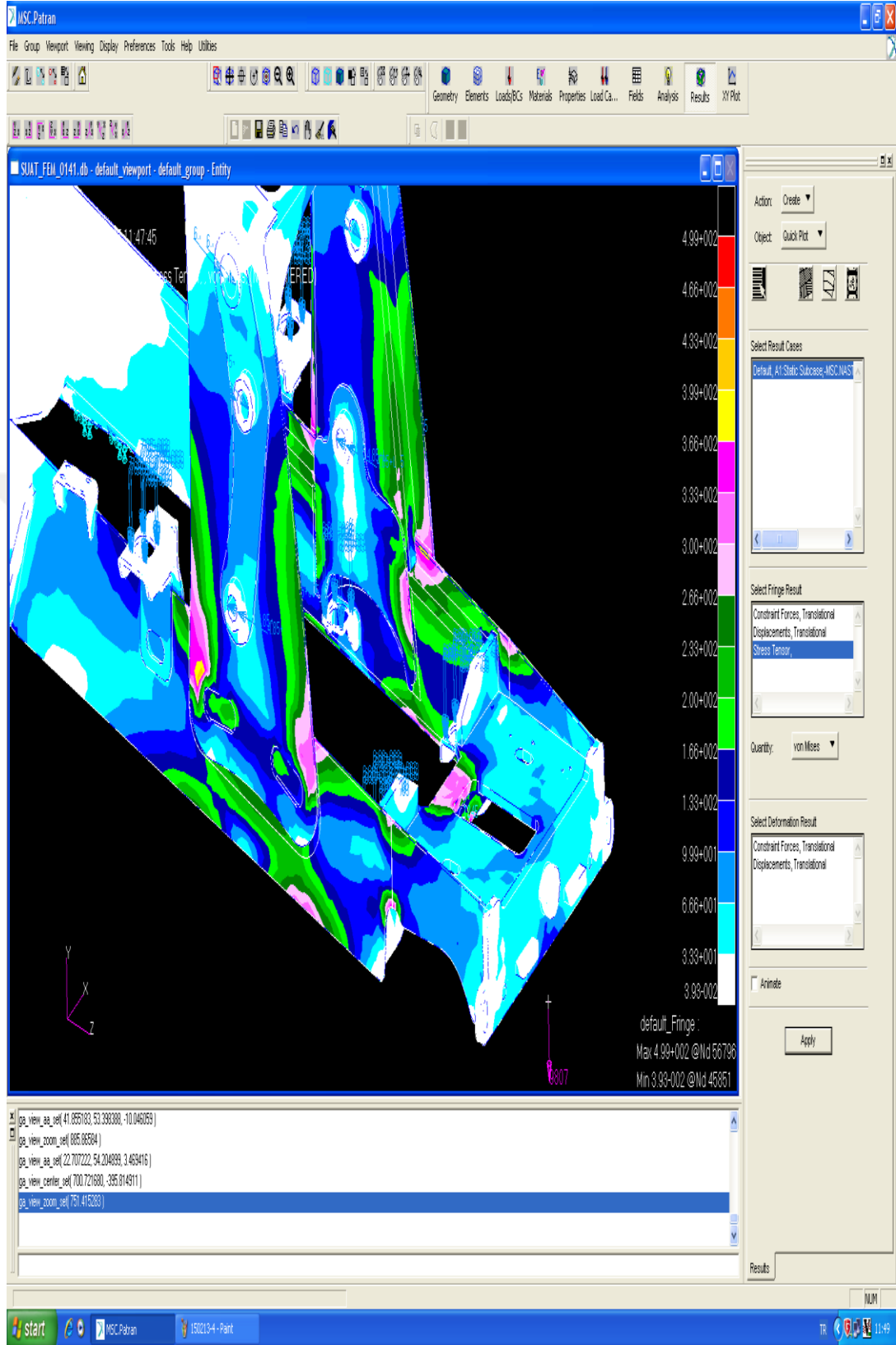
Bu çözümde yükleyici kulesinin şasiye kaynatıldığı noktalarda yüksek gerilme elde edilmiştir ve bunun sonucunda ilk tasarıma geri dönülerek kaynak 100 mm şasi üst yüzeyinden daha aşağıda bitirilip, analiz tekrarlanmıştır.



Şekil 4.7. Kaynak Yapılmayan Bölge

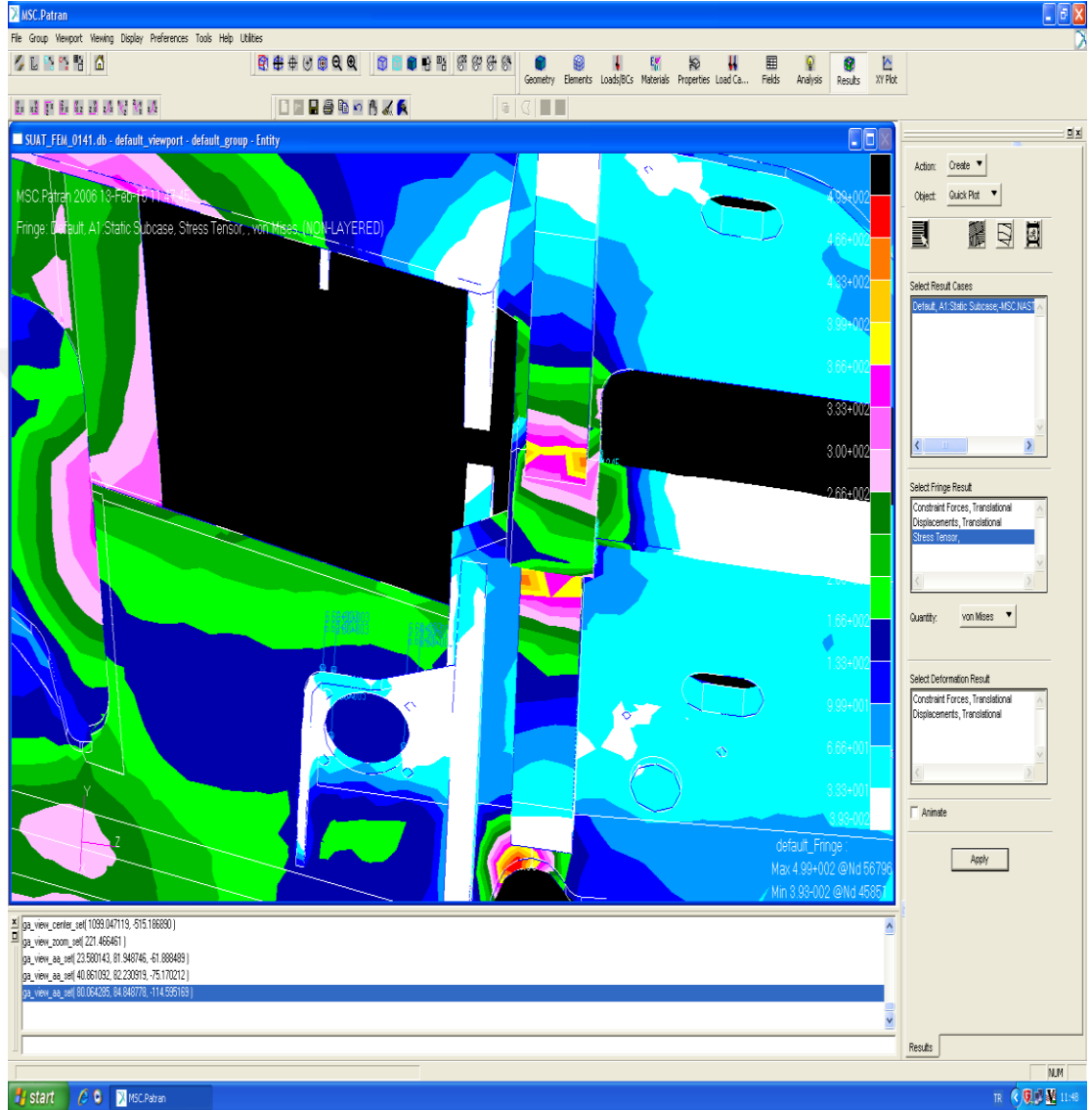
Şekil 4.7’de kırmızı daire ile gösterilen bölge kaynak yapılmayan kısımdır. Yükleyici kulesinin şasiye bağlandığı iç ve dış saclarında 100 mm’lik kaynaksız bölge bırakılmıştır ve tasarım iyileştirilmesi yapılmıştır.

Kaynak düzeltimi yapıldıktan sonraki iyileştirme yapılmış tasarımın çözüm çıktısı olarak elde edilen Von-Misses gerilme sonuçları Şekil 4.8’de görülmektedir. Gerilme maksimum 4.99×10^2 Mpa ve minimum 3.93×10^{-2} Mpa olarak elde edilmiştir.

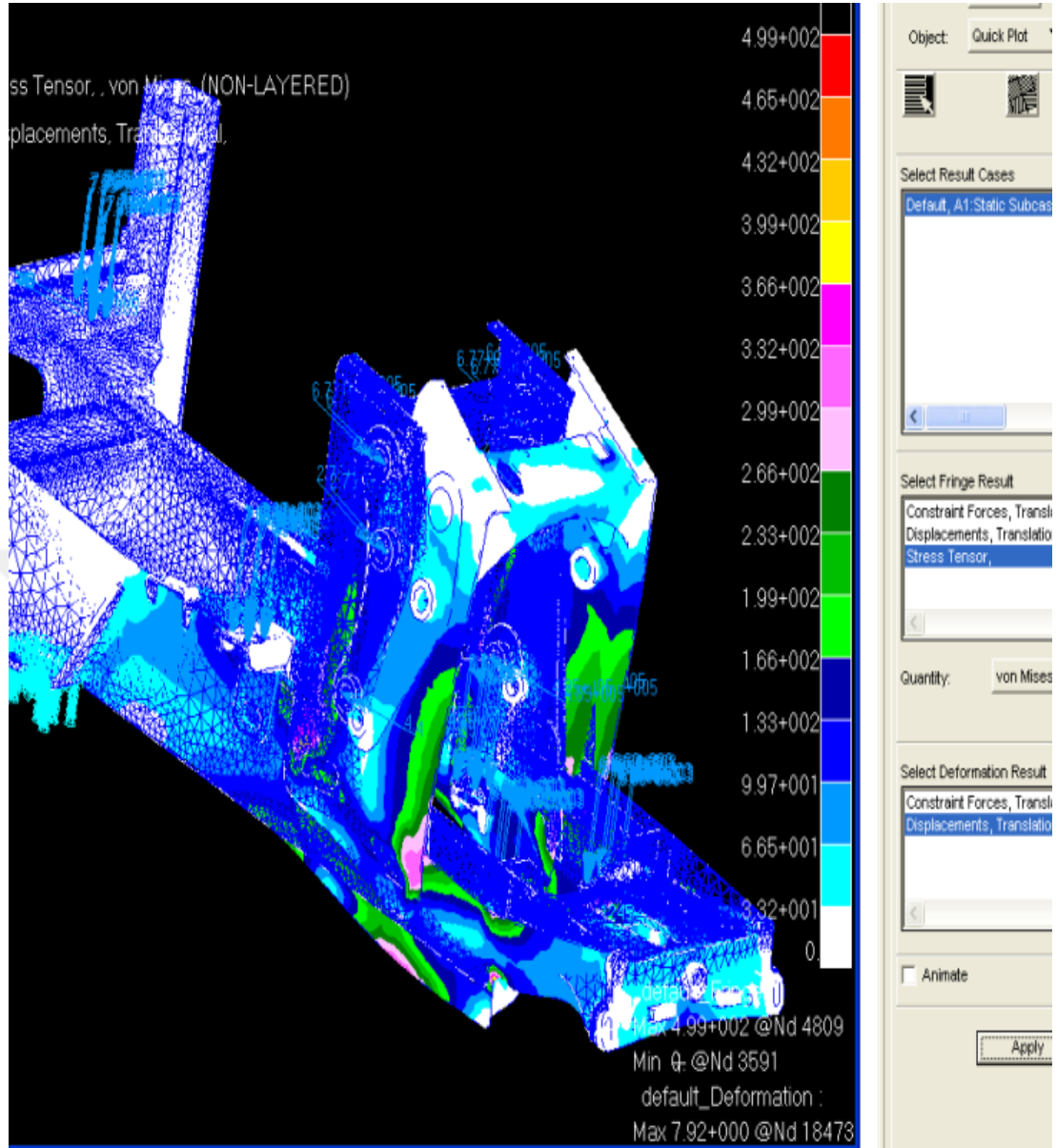


Şekil 4.8. Yükleyici İçin Von-Misses Gerilme Dağılımı

Maksimum gerilmenin şaside ortaya çıktığı yeri gösteren büyütülmüş Şekil 4.9'da görülmektedir;



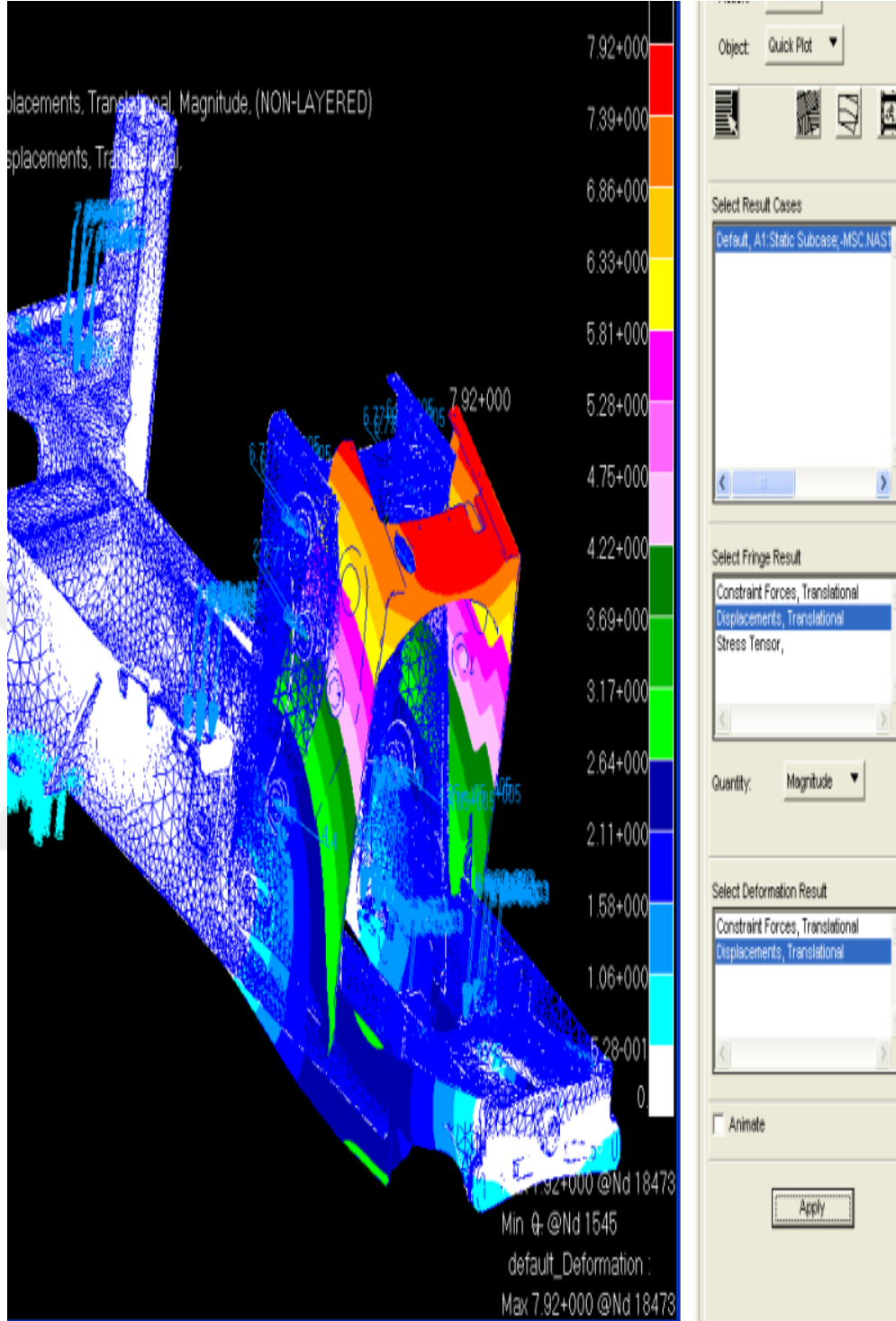
Şekil 4.9. Yükleyici Tarafında Maksimum Gerilme Dağılımı



Şekil 4.10. Yükleyici Tarafında Deformasyon Görünüşü

Şekil 4.10'da gösterilen deformasyon görünüşü kolay seçilmesi için abartılmış görünüşüdür.

Elde edilen şekil değiştirme sonuçları Şekil 4.11'de görülmektedir. Şekil değiştirme maksimum 7.92 mm olarak elde edilmiştir.



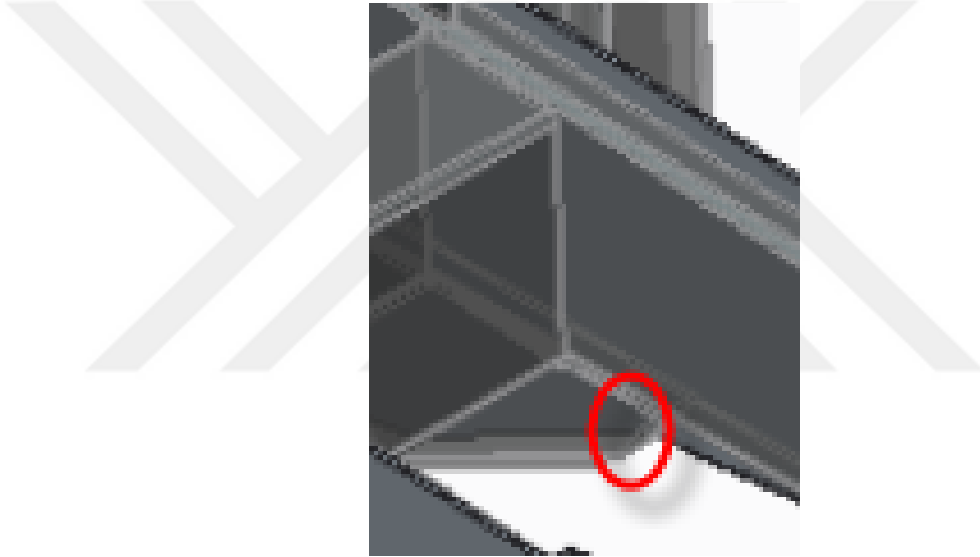
Şekil 4.11. Yükleyici Tarafında Şekil Değişirme Dağılımı

5.SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1. SONUÇLAR

5.1.1. Kazıcının Şasi Üzerindeki Etkilerinin Sonuçları

Kazıcının şasi üzerindeki gerilme dağılımı renk haritasındaki değerler incelendiğinde şasinin büyük bir bölümünde 200Mpa ve altında gerilmeler olduğu görülmektedir. Bu değer de ST52-3 çeliğin maksimum çekme gerilmesi 350 Mpa değerinden küçüktür.

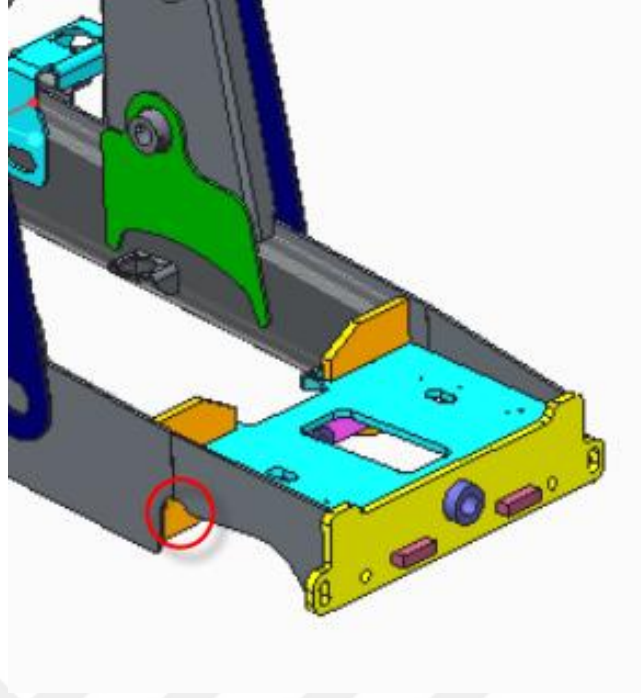


Şekil 5.1. Maksimum Gerilme Detay Görünüşü

Şekil 5.1’de kırmızı daire içerisinde gösterilen, yan sac ve alt sac birleştirme kısmında 381 Mpa gerilme elde edilmiştir. Burası imalatda kaynak edildiğinden keskin köşe ve kenarlar yumuşak geçişli kesitler oluşacağından analiz sonucunda oluşan değer çeliğin emniyet değerinin altına düşeceği aşıkardır.

5.1.2. Yükleyicinin Şasi Üzerindeki Etkilerinin Sonuçları

Yükleyicinin şasi üzerindeki gerilme dağılımı renk haritasındaki değerler incelendiğinde şasinin büyük bir bölümünde 300 Mpa altında gerilmeler olduğu görülmektedir. Bu değer de ST52-3 çeliğin maksimum akma gerilmesi 350 Mpa değerinden küçüktür.



Şekil 5.2. Maksimum Gerilme Detay Görünüşü

Şekil 5.2’de kırmızı daire içerisinde gösterilen, şasi üzerinde lastik için boşaltılmış alanda elde edilmiştir. Bunun nedeni, şasi üzerindeki keskin daralma ve ön dingil bağlantısının mafsal olarak tanımlanmasıdır. Ancak bu kısım gerçekte lastik takoz bağlantısıdır. Dolayısıyla, bu noktaya gelen gerilme ve şekil değiştirme lastik tarafından karşılanacağından analiz sonucu ortaya çıkan değer çeliğin emniyet değerinden daha küçük olacaktır. Ayrıca, ilk tasarımda elde edilen şekil değiştirme değeri, tasarım iyileştirmesi yapılmış şaside elde edilen şekil değiştirme değerinden daha küçüktür. Bunun nedeni kaynak düzenlemesiyle yükleyici kulesinin rijidliği azaltılarak gerilme değeri düşürülmüştür.

Yükleyici kepçesi çok rijid bir yapıya dayanmış vaziyette çalışmamaktadır. Yükleyicinin gerçekte çalışma ortamı, dökme veya kopmuş iri parçalı inşaat malzemelerinin kaldırılması ve taşınması şeklindedir. Ancak analizde yükleyici kepçesine, uygulanan tractive kuvveti kepçenin yıkılmaz bir duvara dayanmış gibi çalıştığı varsayılarak yükleme yapılmıştır. Bu yaklaşımdan dolayı gerçekte şasi yapısında daha küçük gerilme ve şekil değiştirme değerleri ortaya çıkacaktır.

5.1.3. İmalat

Çukurova Makine İmalat ve A.Ş'nin Tarsus fabrikasında tez kapsamında ortaya çıkan ortak şasi imalatı gerçekleştirilmiştir. Yapılan şasinin imalat resmi Şekil 5.3'de görülmektedir. İmalatta yükleyici kulesi ve şasi bağlantısındaki kaynaklı kısım analiz sonucunda iyileştirilen tasarıma göre kaynak uygulaması yapıldığı Şekil 5.4'de görülmektedir.



Şekil 5.3. Şasinin İmalat Görünüşü



Şekil 5.4. Yükleyici Kulesi Kaynağı

5.2. ÖNERİLER

İmalat sırasında uygulanan köşe kaynaklarında kenar ve köşelerin yumuşak geçişli kesitler oluşturması gerekmektedir.

Yükleyici kule şasi bağlantısındaki gerilmenin azaltılması için şasi ve yükleyici kulesi bağlantı kaynağı çepeçevre yapılmamalıdır.

Yükleyicinin analizi sonucunda yüksek gerilmenin ortaya çıktığı bölgede, montaj kriterlerinin elverdiği ölçüde bu çalışmada oluşturulan form yapısına veya daha yumuşak geçişli form oluşturulması gerekmektedir.

Sanal ortamda yapılan analiz sonucu maksimum değerler olarak elde edilen gerilme değerleri şasinin imalatı sonrası bu bölgelere strain gauge ler konularak ölçümler yapıp deneysel olarak kontrol edilmelidir.

KAYNAKLAR

- [1] Lee, K., Kwak, B. “ A Versatile Structural Optimisation System Based on The Taguchi Metod” ICES, 2002.
- [2] Ünal S.,Güven O.,Yapıcı M. “İş makineleri kabinlerine uygulanan Rops-Fops testleri ve bir uygulama”, Makine mühendisleri odası iş makineleri sempozyumu ve sergisi, Bildiriler Kitabı, İstanbul,(2003).
- [3] Yener, M., Fıçıcı, F., Arıkoğlu, T., Söylemez, E. “ İş Makineleri Konstrüksiyonlarının Tasarımında Bilgisayar Ortamında Sonlu Elemanlar Analizlerinin Yapılması ve Önemi”, 1. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı s 350-360, İstanbul,(2003).
- [4] Fıçıcı, F., Yener, M., Arıkoğlu, T., Söylemez, E. “ İş Makineleri Konstrüksiyonlarında Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları Doğrultusunda Deneysel Mukavemet Analizlerinin Gerçekleştirilmesi “ 1. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı, s236-245, İstanbul(2003).
- [5] Lee, H., Chang, Si, Lin, K. “ A Study of The Design, Manufacture and Remote Control of a Pneumatic Excavator”, International Journal Of Mechanical Engineering Education, 32(4): 345-361 (2004).
- [6] Sharma, A. “ Kinematics and Finite Element Analysis of Excavator Attachments”, Doktora Tezi, Nirma University of Science and Technology İnstitutue of Science, Ahmedabad, 94s, (2005) .
- [7] Dağ, S., Fıçıcı, F., Geniş, K., “ İş makinelerinde Kırılma ve Yorulma Problemlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi”, 2. İş Makineleri Sempozyum ve Sergisi Bildiriler Kitabı, s 274-283, Ankara,(2005).
- [8] Yener, M. “ Design Of Computer Interface for Automatic Finite Element Analysis of an Excavator Bomm”, Yüksek Lisans Tezi, ODTU-Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 95s (2005).
- [9] Frimpong, S., Li, Y. “ Stres Loading of the Cable Shovel Boom Under İn-Situ Digging conditions”, Engineering Failure Analyses, 14(2007): 702-715.
- [10] Suat, Ö. “Kazıcı-Yükleyicilerde Kazma Mesafesine Bağlı Olarak Bom-Stik Grubunun Tasarımı”, Yüksek Lisans Tezi, MEÜ-Fen Bilimleri Enstitüsü, Mersin, 77s (2007) .

- [11] Uzer, C., “Shape Optimization of an Excavator Boom by Using Genetic Algorithm”, Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ-Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 77s (2008).
- [12] Patel, V., “ Static Structural Analysis of Backhoe Loader Chassis”, International Journal of Advanced Science, Engineering and Technology, Vol 1, Issue 1, 2012, pp 17-20.
- [13] Patel, B., Prajapati J., “Evaluation of Bucket Capacity, Digging Force Calculations and Static Force Analysis of Mini Hydraulic Backhoe Excavator”, Machine Design, Vol 4 (2012) No.1, pp. 59-66
- [14] Qureshi, J., Sagar, M., “The Finite Element Analysis of Boom of Backhoe Loader” International Journal of Engineering Research and Applications, Vol.2, May-June 2012, pp.1484-1487.
- [15] Patel, T., Dr. Bhatt, M., Patel, H., “Analysis and Validation of Eicher 11.10 Chassis Frame Using Ansys”, International Journal of Emerging Trends and Technology in Computer Science, Vol.2, Issue 2, March-April 2013, pp. 85-88.
- [16] Raza, M., Frimpong, S., “Cable Shovel Stress and Fatigue Failure Modeling-Causes and Solution Strategies Review”, Powder Metallurgy and Mining, S.1, 2013.
- [17] Patel, H., Panchal, K., Jadav, C., “Structural Analysis of Truck Chassis Frame and Design Optimization for Weight Reduction ”, International Journal of Engineering and Advanced Technology, Vol.2, Issue 4, April 2013, pp.665-668.
- [18] ISO 8313, “ Earth-moving machinery, Loaders- Methods of measuring tool forces and tipping loads”, (1989).
- [19] SAE J1179, “ Hydraulic Excavator and Backhoe Digging Forces” SAE Surface Vehicle Standards Handbook 3(40): 455, (2002).

ÖZGEÇMİŞ VE ESERLER LİSTESİ

Adı Soyadı: Elife Burcu Güven

Doğum Tarihi: 12/06/1988

Öğrenim Durumu:

Derece	Bölüm/Program	Eğitim Kurumu	Yıl
Lise	Fen	SEYHAN ROTARY Anadolu Lisesi-ADANA	2002-2006
Lisans	Makine Mühendisliği	Çukurova Üniversitesi	2007-2013
Yüksek Lisans	Makine Mühendisliği	Mersin Üniversitesi	2013-2015

(Varsa) Görevler:

Görev Unvanı	Görev Yeri	Yıl
AR-Ge Mühendisi	Çukurova Makine İmalat ve Tic. A.Ş.-MERSİN/Tarsus	2013-...

ESERLER (Makaleler ve Bildiriler)

1. “Boylama makinesi tasarımında ürün-makine ilişkilendirilmesi” TMMOB Mak.Müh. Odası Konya Şubesi V. Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi.17-18 Ekim 2009
2. “Cam taşıma sehpa tasarımı ve imalatı” TMMOB Mak.Müh. Odası Konya Şubesi VI. Makine Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi. 23-24 Ekim 2011
3. ‘The Effect of Pitch Variation on Mechanical Properties In The Design of Tooth Implant’ The First International Symposium on Industrial Design Engineering (ISIDE14), May 8-9, 2014, Sayfa 49-53 Karabuk, Turkey